

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**

THIS PAGE BLANK (USPTO)



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 44 01 509 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁵:
F 16 H 47/02
F 16 H 57/00
B 60 K 17/04

②1 Aktenzeichen: P 44 01 509.7
②2 Anmeldetag: 20. 1. 94
④3 Offenlegungstag: 4. 8. 94

DE 44 01 509 A 1

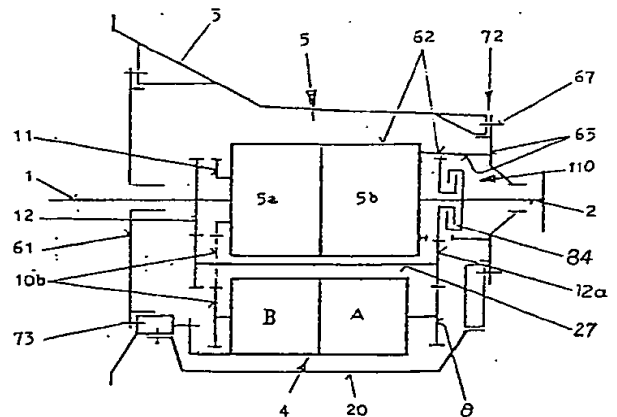
③0 Innere Priorität: ③2 ③3 ③1
22.01.93 DE 43 01 649.9 01.06.93 DE 43 18 075.2
04.11.93 DE 93 16 848.9

⑦1 Anmelder:
Meyerle, Michael, 88074 Meckenbeuren, DE

⑦2 Erfinder:
gleich Anmelder

⑤4 Stufenloses Getriebe mit Leistungsverzweigung, insbesondere für Kraftfahrzeuge

⑤7 Die Erfindung bezieht sich auf ein hydrostatisch-mechanisches Leistungsverzweigungsgetriebe, das ausgerüstet ist mit einer Einrichtung zur Überbrückung des hydrostatischen Wandlers an einem oder an mehreren Übersetzungsfestpunkten zur Verbesserung des Getriebe-Wirkungsgrades. Des weiteren ist das Getriebe ausgerüstet mit einer Steuer- und Regeleinrichtung, die den hydrostatischen Wandler 4 im Bremsbetrieb als Hydrostat-Retarder wirksam werden läßt, um sonst erforderliche kosten- und bauraumintensive Primär- oder Sekundär-Retarder einzusparen. Darüber hinaus besitzt die Erfindung weitere Einzelheiten zur Verbesserung des Geräusch- und Umweltverhaltens. Auch eine Einrichtung zur Bremsenergie-Rückgewinnung ist vorgesehen.



DE 44 01 509 A 1

Die Erfindung bezieht sich vorzugsweise auf ein Kraftfahrzeuggetriebe, insbesondere mit Leistungsverzweigung, das aus einem stufenlosen Wandler 4, bevorzugt einem hydrostatischen Wandler, der aus einer ersten und einer zweiten Hydrostatischeinheit besteht, wobei beide Einheiten bevorzugt eine gemeinsame Baueinheit bilden und Antrieb oder/und Abtrieb des stufenlosen Wandlers 4, je nach Ausführungsform, über Direktantrieb oder über zwischengeschaltete Triebäder erfolgt. Die Leistung wird eingangsseitig aufgeteilt in zwei Leistungszweige, wobei ein Leistungszweig über den stufenlosen Wandler fließt und vor dem Getriebeausgang wieder gegebenenfalls in einem Summierungsgetriebe 5 mit dem anderen Leistungszweig aufsummiert wird. Leistungsverzweigungsgetriebe bestehen aus einem oder mehreren Schaltbereichen. Die Schaltung von einem in den anderen Bereich erfolgt vorzugsweise an jeweils einem End-Verstellpunkt des Hydrostaten, wobei innerhalb der Schaltphase die Verstellgröße, mit Ausnahme eventueller geringfügiger Verstellkorrekturen, unverändert bleibt. Getriebe dieser Art sind nach DE 40 27 724, DE 41 06 746 und PCT/DE 89 00 586 näher beschrieben. Die Erfindung stellt unter anderem eine verbesserte Ausgestaltung dieser bekannten Getriebe dar.

Zur Verbesserung des Wirkungsgrades, des Geräuschverhaltens oder/und zur Schaffung einer wirksamen integrierten Bremsanlage sieht die Erfindung unter anderem vor, einen oder mehrere hydrostatisch-leistungslose Betriebspunkte, insbesondere Übersetzungsfestpunkte, zu realisieren. Zu diesem Zweck wird der Hydrostat an einem oder an mehreren Betriebspunkten, die insbesondere in Hauptbetriebsbereichen liegen, durch entsprechend ausgebildete Einrichtungen abgeschaltet bzw. überbrückt, um diesen in leistungslosen Zustand zu versetzen. Diese Abschalt- bzw. Überbrückungseinrichtung wird in Form einer Hydrostat-Sperr-einrichtung oder/und einer Bereichsblockschaltung oder/und einer Stabilisierungseinrichtung mit oder ohne Direkt-Durchtrieb ohne Hydrostatleistungsanteil realisiert.

Desweiteren ist das Getriebe mit einer Bremseinrichtung ausgestattet, die in Wirkverbindung mit der Hydrostat-Überbrückungseinrichtung bzw. Übersetzungsfestpunktschaltung und dem stufenlosen Wandler 4 steht.

Aufgabe der Erfindung ist es, den Wirkungsgrad des Getriebes zu verbessern und insbesondere eine wirksame integrierte Bremseinrichtung mit Hilfe des hydrostatischen Wandlers 4 zu schaffen. Desweiteren soll eine montagefreundliche kompakte und möglichst modulare Bauweise mit verbessertem Geräuschverhalten erzielt werden.

Die Aufgabe wird durch die in den Ansprüchen 1 bis 4 und weiteren Ansprüchen aufgeführten Merkmale gelöst. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen gehen aus den Unteransprüchen und der Beschreibung hervor.

Die Erfindung wird an Ausführungsbeispielen anhand von Zeichnungen erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 Aufbau des Gesamtgetriebes und Anordnung des Wandlergetriebes 4 mit einer Drei-Punkt-Lagerung in schematischer Darstellung und Hydrostat-Überbrückungseinrichtung;

Fig. 1a und 1b Ausführungsformen der Leistungsverzweigungsgetriebe mit Darstellung der Haupt-Baueinheiten — stufenloser Wandler 4 und Verzweigungs-

/Summierungsgetriebe — nach Art der Modulbauweise mit Hydrostat-Überbrückungseinrichtung;

Fig. 1c eine Getriebeausführung mit einem Zugkraftverstärker, einem Primärretarder und Hydrostat-Überbrückungseinrichtung;

Fig. 1d Ausführungsform der eingangsseitigen Lagerstelle in Modulbauweise mit Hydrostat-Sperr-einrichtung;

Fig. 1e weitere Ausführungsform der Lagerstellen in Modulbauweise mit Hydrostat-Sperr-einrichtung;

Fig. 1f und 1g Getriebeausführung mit Hydrostat-Überbrückungseinrichtungen;

Fig. 1h Getriebeausführung mit Hydrostat-Überbrückungseinrichtungen und Hydrostat-Bremseinrichtung;

Fig. 1i Getriebeausführung mit Hydrostat-Überbrückungseinrichtung und Energie-Rückgewinnungs-Einrichtung;

Fig. 1j Getriebeschema;

Fig. 2 bis 2e ein Schnittbild eines Zentrallagers 21 für den Wandler 4 in verschiedenen Ausführungsformen;

Fig. 3 eine Ausführung des Stützlagers 22 des stufenlosen Wandlers 4 zur Abstützung des Drehmomentes und der Axialkräfte des stufenlosen Wandlers 4 über elastische Dämpfungselemente 17 in Form von O-Ringen;

Fig. 4 eine weitere Variante des Drehmomentstützlagers 22;

Fig. 5 eine dritte Variante eines elastischen Drehmomentstützlagers 22 mit elastischem Dämpfungselement 17 und zusätzlichen Reib-Dämpfungsgliedern 23, 24.

In Fig. 1 ist ein Leistungsverzweigungsgetriebe mit einem hydrostatischen Wandler 4 und einem Summierungsgetriebe 5 dargestellt. Das Summierungsgetriebe 5 kann auch die Funktion eines Verzweigungsgetriebes haben, weshalb nachfolgend auch die Bezeichnung "Summierungs-/Verzweigungsgetriebe" verwendet wird. Der hydrostatische Wandler besteht aus einer ersten Hydrostatischeinheit A verstellbaren Volumens und einer zweiten Hydrostatischeinheit B vorzugsweise konstanten Volumens. Beide Hydrostatischeinheiten A und B bilden eine gemeinsame Baueinheit, die über Triebäder 8, 12 mit der Antriebswelle 1 und auf der gegenüberliegenden Seite über weitere Triebäder 9, 10, 11 mit einem Summierungsgetriebe 5 in Triebverbindung steht. Das Summierungsgetriebe 5 bzw. 5a ist vorzugsweise als Planetengetriebe ausgebildet, dem je nach Ausführung ein weiteres Getriebe 5b, mit oder ohne Schalteinrichtungen, z. B. für Bereichsschaltungen zum Schalten mehrerer Fahrbereiche, zugeordnet sein kann. Die Leistung wird bei diesem Getriebe eingangsseitig aufgeteilt in einen hydrostatischen und einen mechanischen Zweig. Der hydrostatische Leistungsanteil fließt über die Triebäder 12, 8 über den stufenlosen Wandler 4 und die Triebäder 9, 10, 11 auf das Summierungsgetriebe 5. Der mechanische Zweig wird über die Triebäder 26 in das Summierungsgetriebe 5 geleitet, indem hydraulische und mechanische Leistungsflüsse aufsummiert werden und gemeinsam auf die Abtriebswelle 2 gelangen. Der stufenlose Wandler bzw. das Hydrostatgetriebe 4 ist hierbei mit einer Hydrostat-Überbrückungseinrichtung als Hydrostat-Sperr-einrichtung in Form einer Bremse bzw. Kupplung 80 ausgestattet, die dazu dient, die Triebwelle 7 der zweiten Hydrostatischeinheit B festzuhalten bzw. mit dem Gehäuse 19 des stufenlosen Wandlers oder einem feststehenden Getriebeteil zu koppeln, so daß die bei Leistungsverzweigungsgetrieben bekannten Stützmomente über die genannte Kupplung bzw. Brem-

se bevorzugt am Getriebe- oder Wandler-Gehäuse abgestützt werden, um das Hydrostatgetriebe zu entlasten bzw. dieses drehmomentfrei und druckfrei zu halten. Es ist auch möglich, die Hydrostatwelle 7 der Hydrostat-

einheit B durch eine weitere, nicht dargestellte Kupplung ganz zu trennen.
Der stufenlose Wandler wird bei dieser Ausführungsform über zwei Zentrallager 21 gegenüber dem Getriebegehäuse 3 abgelagert, wobei ein drittes Lager 22 zur Abstützung der am stufenlosen Wandler 4 auftretenden Drehmomente und Axialkräfte, z. B. aus Schrägverzahnung der Triebäder 9, 10, 11, 8, 12, gegenüber dem Getriebegehäuse 3, 20 dient. Der stufenlose Wandler 4 ist hierbei in Axialrichtung frei zwischen den beiden Zentrallagern 21 gehalten. Das Drehmomentstützlager 22 kann am Gehäusedeckel 20 oder besser am Getriebegehäuse 3, siehe Fig. 3, 4, angebracht sein. Fig. 2; 2a zeigt ein Zentrallager 21 mit einem Lagerzapfen 14; 14a, der auf einfache Weise mit einem Lagerflansch 26; 26a mit dem stufenlosen Wandler bzw. Hydrostatgetriebe 4 verbunden ist.

Die Hydrostat-Sperreinrichtung KH 80 hat die Aufgabe, den stufenlosen Wandler 4 bzw. das Hydrostatgetriebe in den hydraulisch leistungslosen Betriebszuständen drehmoment- bzw. belastungsfrei zu halten. Dies wird, derart gelöst, daß die Drehmomentstützkräfte aus dem Summierungs/Verzweigungsgetriebe 5 bei Hydrostat-Nullstellung nicht an den Hydrostatelementen sondern an einem entsprechenden zwischengeschalteten Brems- bzw. Kupplungselement gegenüber einem feststehenden Gehäuseteil bzw. Getriebeteil abgestützt werden. Bei Getrieben mit mehreren Schaltbereichen wird das Hydrostatgetriebe mehrmals innerhalb seinem vollen Stellbereich durchfahren, wobei innerhalb eines jeden Schaltbereiches der hydraulisch leistungslose Zustand bei Neutralstellung, das heißt bei Verstellgröße "Null" des Hydrostatgetriebes vorkommt. Dieser Betriebspunkt liegt meistens in einem wichtigen Betriebsbereich des Fahrzeuges, bei dem ein besonders guter Wirkungsgrad gefordert wird.

In den eingangs erwähnten Leistungsverzweigungsgetrieben nach DE 40 27 724, DE 41 06 746 und PCT/DE 89 00 586, die Bestandteil dieser Erfindung sind, wird die Verstellcharakteristik des Hydrostatgetriebes näher beschrieben.

Um hydrostatische Verspannungen in dieser Verstell-Neutrallage des Hydrostatgetriebes zu verhindern, ist ein Bypaßventil 114 vorgesehen, das zwischen die beiden Arbeitsdruckleitungen der beiden Hydrostateinheiten A und B geschaltet ist. Dieses Bypaßventil ist automatisch oder auch manuell bei geschalteter Hydrostat-Sperreinrichtung betätigbar, wodurch beide Arbeitsdruckleitungen drucklos bzw. ohne Differenzdruck sind. Die Hydrostat-Sperreinrichtung bzw. die Kupplung/Bremse 80 und das Bypaßventil werden sinnvollerweise über den selben Steuerdruck angesteuert, wobei das Bypaßventil jedoch erst nach geschlossener Kupplung/Bremse 80 aktiviert wird, derart, daß die Druckrückmeldung nach Schließen der Kupplung 80 das Signal bzw. den Steuerdruck zur Aktivierung des Bypaßventiles auslöst. Die Hydrostat-Sperreinrichtung 80 ist automatisch schaltbar, z. B. in Abhängigkeit einer definierten Verweildauer des Getriebes bei der Hydrostat-Neutralstellung, wobei eine vorprogrammierte Zeitgröße für diese Verweildauer das entsprechende Steuersignal für die Hydrostat-Sperreinrichtung auslöst. Für manuelle Schaltung ist vorgesehen, bevorzugt über ein optisches oder akustisches Signal dem Fahrer diesen Betriebszu-

stand und die Schaltmöglichkeit anzuzeigen. Das Lösen der Hydrostat-Sperre kann ebenfalls auf verschiedene Art erfolgen, z. B. durch ein Fahr- bzw. Gaspedal-Signal, das heißt bei Veränderung der Gaspedalstellung oder durch ein lastabhängiges Signal oder durch verschiedene Signale, die durch veränderliche Betriebswerte bestimmt werden. Im Hinblick auf Optimierung des Kraftstoffverbrauches kann z. B. die Fahrregelung so ausgelegt werden, daß die Getriebe-Wirkungsgradlinie und die Verbrauchsbestlinie des Motors eingespeichert und die Fahrzeugregelung in Abhängigkeit zur jeweiligen Betriebssituation entscheidet, ob der nächstliegende Getriebeübersetzungspunkt mit Hydrostat-Neutralstellung angesteuert werden soll oder nicht. Je nach Fahrzeugart kann ein weiterer Parameter in Abhängigkeit zum Belastungs- bzw. Geräuschverhalten des Getriebes als Entscheidungsfaktor mit eingespeichert bzw. einprogrammiert werden. Dies kann beispielsweise bei Anwendung in einem PKW sinnvoll sein.

Die Erfindung sieht desweiteren vor, den hydraulischen Leistungszweig auch an den Übersetzungspunkten der Bereichschaltstellen auszuschalten. Das bedeutet, daß am Ende des alten Schaltbereiches und zu Beginn des neuen Schaltbereiches die Kupplungen für beide Bereiche geschlossen bleiben und der Hydrostat in dieser Verstellgröße fixiert und lastlos gesetzt wird, z. B. durch gleichzeitiges Betätigen des obengenannten Bypaßventiles oder/und einer genauen Ausrichtung bzw. Korrektur der Hydrostatverstellung, derart, daß die beiden hydrostatischen Arbeitsdruckleitungen drucklos bzw. ohne Differenzdruck sind. Die Leistung wird in diesem Schaltzustand rein mechanisch übertragen und zwar über die Kupplungen bzw. Kupplungseinrichtungen der beiden angrenzenden bzw. benachbarten Schaltbereiche. Die Schaltsignale für diese Schaltung können mit gleichen Signalen, wie für die Hydrostat-Sperreinrichtung beschrieben, verwirklicht werden. Bei einem Getriebe, z. B. mit vier Vorwärtsfahrbereichen, sind auf diese Art sieben Übersetzungs-Festpunkte bei lastlosem Hydrostat schaltbar.

Die Schaltkupplung für die Hydrostat-Überbrückungseinrichtungen KH; KB; KD ist verschiedenartig ausführbar und kann zum Beispiel für die Hydrostat-Sperreinrichtung 80 beliebig an einem der Zwischenglieder bzw. Triebelemente 7; 9; 10a; 73; 10b; 11 zwischen der zweiten Hydrostateinheit B und dem Summierungsgetriebe 5 angeordnet werden. Die Kupplung 80; 112; 110; 109 ist bevorzugt als formschlüssige Kupplung ausgebildet wie in der PCT-Druckschrift DE-A- 87/00 324, DE-A-41 26 650 A1 und in der europäischen PCT-Anmeldung DE 88/00 563, die Mitbestandteil dieser Erfindung sind, näher beschrieben. Die Kupplung zeichnet sich insbesondere dadurch aus, daß sie formschlüssig schaltbare Kupplungselemente mit einer Kupplungsverzahnung mit oder ohne Abweisverzahnung besitzt und daß mittels eines auf einem Kupplungsträger verschiebbar angeordneten hydraulisch betätigbaren Kolbens die Schaltung bei Synchronlauf bzw. im Synchronlaufbereich auch bei gewisser Relativ-Drehzahl möglich ist. Es ist auch möglich, wie in vorgenannten bekannten Druckschriften beschrieben, zusätzliche Synchronisierungseinrichtungen vorzusehen. Diese vorgenannte formschlüssige Kupplung hat den Vorteil, daß sie nahezu schleppverlustfrei ist, da keine Reibelemente vorhanden sind. Es ist aber auch möglich, die Kupplung als Reibkupplung in Form einer Konuskupplung, wie z. B. in der DE-A-41 26 650 dargestellt, zu verwenden. Auch diese Kupplung kann weitgehend schleppverlustfrei sein, da

durch den Konuseffekt die Reibfläche relativ gering ist. Auch die Anwendung einer Lamellenkupplung in bekannter Bauweise kann unter Umständen sinnvoll gestaltet werden. Eine weitere Art einer formschlüssigen Kupplung mit mechanischen Schaltelementen, z. B. mittels Schaltklaue, Schaltmuffe oder/und mit servoverstärkten Schaltelementen ist, je nach gewähltem Getriebeaufbau, sinnvoll anwendbar. In Fig. 1b ist alternativ die Kupplung 80 für die Hydrostat-Sperreinrichtung im Summierungsgetriebe 5 oder auf der Triebwelle 7 der zweiten Hydrostateinheit B angeordnet. Bei Ausführung nach Fig. 1c empfiehlt es sich, die Kupplung 80 auf einer mit einem Zugkraftverstärker 77 verbundenen Welle 73 anzuordnen. Hierbei können Zugkraftverstärker 77 und Kupplung 80 zu einer gemeinsamen Baueinheit bauraum- und kostengünstig zusammengefaßt werden. In Fig. 1d ist die Kupplung 80 dem Summierungsgetriebe 5 vorgeschaltet, wobei ein Kupplungsglied mit der hydraulischen Eingangswelle 100 verbunden ist. Nach Getriebeausführung gemäß Fig. 1e kann die Kupplung 80 eine gemeinsame Baueinheit mit den Lagerungseinrichtungen 91, 92 der hydraulischen und mechanischen Eingangswellen 98, 12, 104 für das Summierungsgetriebe 5 bilden.

Die Kupplung 80 der Hydrostat-Sperreinrichtung ist besonders kosten- und bauraumgünstig auch in einem der Lagerträger bzw. Trägereinrichtungen 21; 55; 56; 57; 58; 86; 49; 47a; 85; 87 unterzubringen (in den Zeichnungen nicht dargestellt). Der stufenlose Wandler 4 mit der speziellen Drei-Punkt-Lagerung bzw. Lagereinrichtung in Kombination mit der Kupplung 80 können hierbei eine sehr kompakte und bauraumfreundliche Baueinheit bilden.

Die Erfindung sieht desweiteren für Leistungsverzweigungsgetriebe eine Stabilisierungseinrichtung 109; 110; 111; 112 vor, die an einer oder mehreren Übersetzungspunkten feste Übersetzungs-Einstellungen hält, an denen der hydrostatische Leistungsfluß ausschaltbar ist zur weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades.

Wie in Fig. 1 dargestellt, ist z. B. die Abtriebswelle 2 über eine Zahnradstufe 89, 12 mit der Antriebswelle 1 über eine Zwischenwelle 27 durch Schließen einer Kupplung 84 in Triebverbindung, um nach Schließen dieser Kupplung das Hydrostatgetriebe lastlos zu setzen. Für weitere wichtige Übersetzungspunkte, denen ein hoher Betriebsanteil zukommt, können weitere, nicht dargestellte, Übersetzungsstufen mit entsprechend zugeordneter Kupplung vorgesehen werden.

Eine Ausführung gemäß Fig. 1f zeigt z. B. eine Stabilisierungseinrichtung 109, bei der mittels einer Kupplung 84 ein direkter Durchtrieb zwischen Antriebswelle 1 und Abtriebswelle 2 hergestellt und somit der Wandler 4 und das Summierungs-Verzweigungsgetriebe 5 in lastlosen Zustand gesetzt wird. Für den leistungsverzweigten Betrieb ist die Getriebeabtriebswelle 2 über eine Kupplung 107 mit der Ausgangswelle 2a des Summierungs-Verzweigungsgetriebes 5 verbunden. Die Schaltung findet bei Synchronlauf bzw. im Synchronlaufbereich beider Kupplungen 84 und 107 ohne Lastunterbrechung statt. Bei dieser Ausführungsform ist eine weitgehende Anpassungsmöglichkeit des Wirkungsgradbestandes an beliebiger Übersetzungsstelle gegeben, wobei die Abtriebsdrehzahl der Welle 2 gegenüber der Drehzahl der Antriebswelle 1 am Endübersetzungspunkt des Getriebes, also im hydrostatisch-mechanischen Schaltzustand, entsprechend unterschiedlich größer sein kann. Die Stabilisierungseinrichtung 109 ist mit zwei Kupplungen ausgebildet, um den stufenlosen

Wandler und das Summierungsverzweigungsgetriebe vollständig abzukoppeln. Bei Kombination mit einem bereits beschriebenen Bypaßventil oder/und einer entsprechenden Hydrostat-Verstellereinrichtung mit gezielter Verstellregelung kann auf die zweite Kupplung 107 verzichtet werden, wobei die Zahnradstufe 108 in fester Triebverbindung mit der Abtriebswelle 2 und der Ausgangswelle 2a des Summierungsgetriebes steht.

Bei Ausführung gemäß Fig. 1g ist eine Stabilisierungseinrichtung 110 vorgesehen, bei der durch Schließen der Kupplung 84 ein rein mechanischer Leistungsfluß über eine erste Zahnradstufe 12, eine Zwischenwelle 27 und eine weitere Zahnradstufe 12a auf die Abtriebswelle 2 erfolgt.

Der Hydrostat ist bei allen bereits beschriebenen Einrichtungen zur Abschaltung des Hydrostatbetriebes über das beschriebene Bypaßventil 114 oder/und durch eine entsprechend ausgebildete Hydrostat-Verstellregelung lastlos zu setzen.

Durch alle vorgenannten Einrichtungen zur Ausschaltung des hydrostatischen Leistungsflusses werden die Getriebeverlustleistungen verringert zur Verbesserung des Wirkungsgrades.

Der hydrostatische Wandler 4 ist zur weiteren Wirkungsgradverbesserung bevorzugt so ausgebildet, das er im ölleeren Gehäuse bei gleichzeitig geringen Speisedrücken panschverlustfrei arbeiten kann.

Gemäß der Erfindung besitzt das Getriebe eine integrierte Bremsanlage, wozu der hydrostatische Wandler 4 mit den vorbeschriebenen Wandler-Überbrückungseinrichtungen bzw. schaltbaren Übersetzungs-Festpunkten in Wirkverbindung steht (siehe Fig. 1h). Das Hydrostat-Getriebe 4 wirkt hierbei als hydrostatische Pumpe, wobei die Bremsenergie über Arbeitsdruckleitungen und entsprechend zugeordnete Schalt- und Regelventile 203, 204 über einen Wärmetauscher 205 geleitet wird. Die von der jeweiligen Betriebssituation bestimmte Größe der Bremsenergie wird über das genannte Druck-Regelventil bzw. Druckbegrenzungsventil und die Hydrostat-Verstellung gesteuert. Die Bremsfunktion beruht darauf, daß im Bremsvorgang zunächst über die Steuer- und Regeleinrichtung der nächstliegenden bzw. günstigste schaltbare Übersetzungs-Festpunkt gesucht und angesteuert wird und daß nach geschaltetem Übersetzungs-Festpunkt durch Veränderung der Hydrostat-Verstellung ein Drehmoment an einer oder an beiden Triebwellen der beiden Hydrostateinheiten A und B erzeugt wird, welches über die entsprechenden Zwischenglieder 227, 228 das Motor-Bremsmoment unterstützen. Die dabei erzeugte Pumpleistung des Hydrostat-Getriebes stellt die Bremsenergie dar, die über den Wärmetauscher 205 abgeführt wird. Ein oder auch beide der Hydrostateinheiten A und B können als Hydrostat-Pumpen wirksam werden, je nach Betriebssituation, geforderter Bremsleistung oder/und der jeweils geschalteten Art der Hydrostat-Überbrückungseinrichtung KH; KB; KD. Ist zum Beispiel der Übersetzungs-Festpunkt über die Hydrostat-Sperreinrichtung KH geschaltet, ist die Pumpleistung der ersten Hydrostateinheit A ausnutzbar. Bei Schaltung des übersetzungs-Festpunktes über die Bereichs-Blockschaltung KB können beide Hydrostateinheiten A und B wirksam werden, wobei doppelte Bremsenergie aufnehmbar ist. Dies ist am Ende eines jeden Schaltbereiches durch Schließen zweier Bereichskupplungen, wie erwähnt, und auch am Ende des letzten Fahrbereiches durch Schließen einer Überbrückungs-Kupplung KD ausnutzbar. Zum Beispiel bei einem Leistungs-Verzweigungsgetriebe mit

vier Vorwärtsfahrbereichen sind gemäß der Erfindung vier Übersetzungs-Festpunkte mit vorgenannter doppelter Hydrostatleistung über die Hydrostateinheiten A und B und weitere vier Übersetzungs-Festpunkte mit einer Bremsenergie-Leistung einer Hydrostateinheit A möglich. Das über das Hydrostat-Getriebe 4 erzeugte Druckmedium bzw. Ölstrom wird über jeweils eine Druckleitung 206 bzw. 207 geführt, wobei eine als Hochdruckleitung und die andere als Niederdruckleitung für den Rückfluß dient. Eine nicht dargestellte Speisepumpe sorgt für einen ständigen Ausgleich der Leckölvverluste innerhalb des Druck- bzw. Hydrostatsystems.

Der Funktionsablauf stellt sich wie folgt dar:

Bei Bremsbetätigung wird nach erfolgter Getriebe-Rückregelung, wie bereits beschrieben, der nächstliegende bzw. günstigste Übersetzungs-Festpunkt eingeregelt und geschaltet, wobei das Hydrostat-Getriebe zunächst in lastlosen Zustand sich befindet. Zum Beispiel bei Übersetzungs-Festpunkt über die Bereichs-Blockschaltung KB ist in diesem Zustand die Hydrostateinheit A in der Regel voll ausgeschwenkt, wodurch beide Hydrostateinheiten bei gleicher Drehzahl die dementsprechende Ölmenge ohne Differenzdruck innerhalb des Wandlergetriebes in Umlauf halten. Erst nach Verstellung der Hydrostateinheit A auf kleineres Volumen wird die Differenz-Ölmenge in den Bremsdruckkreis 206 bzw. 207 geführt. Ist die Verstell-Einheit A auf Verstellgröße "Null" geregelt, so wird die gesamte Pumpleistung der zweiten Hydrostateinheit B, die in der Regel als Konstant-Einheit ausgebildet ist, in den Brems-Arbeitsdruckkreis 206; 207 geführt. Bei Weiterführung der Hydrostatverstellung durch "Null" und darüberhinaus arbeitet die Verstell-Einheit A auch als Pumpe, wobei sie am Ende ihrer Verstellgröße, das heißt bei vollem Verstell-Volumen, gleiche Pumpenleistung wie die Konstant-Einheit B liefert. In diesem Zustand ist die höchste Bremsenergie bei doppelter Pumpenleistung übertragbar, wobei beide Einheiten A und B über ihre Triebwellen 7 und 6 und dazugehörigen Triebstränge 227, 228 über das Bremsmoment angetrieben werden. Beide Hydrostateinheiten A und B können auch in unterschiedlicher Größe ausgebildet werden, wobei die jeweiligen Bremsleistungen entsprechend ihrer Größe und ihrer dazugeordneten Drehzahl unterschiedlich sind. Ist die zweite Hydrostateinheit B ebenfalls als Verstell-Einheit ausgebildet, so sind weitere Variationen möglich, z. B. derart, daß beide Einheiten gleichzeitig verstellt oder zuerst die Einheit B und dann die Einheit A, je nach den Betriebssituationen, sinnvoll in ihren Verstellgrößen regelbar sind. Bei den eingangs erwähnten bekannten Getriebeausführungen ist es sinnvoll, die zweite Hydrostateinheit B als Konstant-Einheit auszubilden. Für den Betriebszustand, bei dem der Übersetzungs-Festpunkt durch die Hydrostat-Sperreinrichtung und Schließen der Kupplung KH fixiert wird, ist eine Bremsenergie-Übertragung nur über die erste Hydrostateinheit A möglich, die über den entsprechenden Triebstrang 227 angetrieben wird. In den meisten Betriebssituationen ist dies ausreichend. Für den Fall einer höheren Bremsenergie-Forderung kann diese Kupplung KH geöffnet und sehr schnell durch automatisches Zusammenspiel der Regelungs-Einrichtung ein anderer Übersetzungs-Festpunkt angesteuert werden. Die Erfindung sieht hierfür zur Erzielung eines kontinuierlichen Bremsüberganges ein automatisches kurzzeitiges Zuschalten der Betriebsbremse vor, so daß ein weiches ruckfreies Bremsverhalten über den gesamten Übersetzungsbereich gewährleistet ist. Wird zum Beispiel ein Wechsel

von einem Übersetzungs-Festpunkt KH zum Übersetzungs-Festpunkt KB innerhalb der Bremsphase vollzogen, so wird zunächst über die automatische Bremsregelung die Betriebsbremse dazugeschaltet, so daß ein weitgehend lastloser Zustand im Hydrostatgetriebe bei gleichzeitiger automatischer Rückstellung der Hydrostateinheit A vollzogen wird. Entsprechend der automatischen Bremsenergie-Abnahme über das Hydrostatgetriebe nimmt kontinuierlich die Bremswirkung der Betriebsbremse zu. Zur Findung des vorgenannten Übersetzungs-Festpunktes KB durch Ansteuerung der entsprechenden Bereichs-Blockschaltung wird nun das Hydrostatgetriebe in die entsprechende Endstellung bzw. Endverstellgröße gebracht, wonach sofort nach Abschluß der Schaltung des genannten Übersetzungs-Festpunktes die Betriebsbremse bei gleichzeitiger Nachregelung des Hydrostatgetriebes und Übernahme der hydrostatischen Bremsleistung die Betriebsbremse kontinuierlich gelöst wird. Dieser Funktionsablauf kann über entsprechend abgestimmte Signalgrößen aus mehreren Betriebsgrößen wie Bremsdrucksignal, Hydrostatdrucksignal, Verstellsignal des Hydrostatgetriebes oder/und Motordrehzahlsignal oder/und weiteren Signalen verwirklicht werden.

Die hydrostatische Bremseinrichtung besteht neben dem hydrostatischen Wandler 4 aus einem ersten Rückschlag-Ventil 209, über welches der Ölstrom der jeweiligen Hochdruckleitung 206 bzw. 207 auf ein erstes Schaltventil 203 und ein nachgeordnetes Druck-Regelventil 204 geleitet wird. Das Schaltventil 203 wird über ein Öffnungssignal 214 zur Freigabe der hydrostatischen Bremsfunktion geschaltet. Das Druckregelventil 204 wird über ein variables Regelsignal 215 angesteuert, das in Abhängigkeit zur Größe der Bremskraft steht und den Hydrostat-Druck bestimmt. Der Wärmetauscher 205 ist dem Druckregelventil 204 nachgeordnet, der über eine entsprechende Leitung 217 das aus dem Druckregelventil fließende erwärmte Öl aufnimmt und die gekühlte Flüssigkeit über eine weitere Leitung 213 und ein entsprechendes Rückschlagventil 210 wieder in den Arbeitsdruck-Kreislauf der Bremsanlage einführt.

Die Erfindung sieht desweiteren eine Bremseinrichtung mit einem Energie-Speicher 220 vor. Diese Energie-Speichereinrichtung kann als Zusatzeinrichtung zur vorbeschriebenen hydrostatischen Bremseinrichtung sein. Zu diesem Zweck besitzt die Einrichtung zusätzlich den genannten Speicher 220, ein Speicher-Schaltventil 221, ein Speicher-Entleerungsventil 222 mit einem entsprechenden Ansteuersignal 223. Durch eine Leitung 224 erfolgt der Zufluß und über eine Leitung 225 der Abfluß vom Speicher 220. Als Energie-Speicher wird vorteilhaft ein Hydro-Speicher bzw. Druck-Speicher verwendet.

Bei Kombination der Speichereinrichtung mit der vorbeschriebenen hydrostatischen Bremseinrichtung wird vorteilhafterweise zuerst der Energie-Speicher mit der Bremsenergie und darauf folgend, ausgelöst durch ein entsprechendes Drucksignal, die Bremsenergie über das Regelgerät 204 bzw. Druck-Regelventil über den Wärmetauscher 205 zurückgeführt. Es ist auch möglich, eine gemischte Funktion zu steuern, wobei zum Beispiel bei spontanen bzw. oder/und sehr hohem Bremsenergie-Anfall die Speicher-Einrichtung und die Einrichtung über das Kühlsystem bzw. den Wärmetauscher 205 gleichzeitig ansprechen. Über das Druck-Regelventil 204, dessen Regelsignal 215 des Kühlsystems und dem Speicher-Füll- bzw. Regel-Ventil 221 und 222 ist eine entsprechend abgestimmte Bremsfunktion zur Schal-

tung durch ein variables Signal 223 möglich.

Die Bremsregelung ist gemäß der Erfindung so ausgelegt, daß in Abhängigkeit zur Betätigungskraft und der Bremskraft oder/und der Größe der Bremsenergie eine entsprechende Motordrehzahl zugeordnet ist. Dies bedeutet, daß bei niedriger Bremskraft die Motordrehzahl nur geringfügig und bei hoher Bremskraft die Motordrehzahl entsprechend stärker angehoben wird. Dies ist insbesondere bei Personenkraftfahrzeugen sinnvoll in Bezug auf das Geräuschverhalten. In diesem Zusammenhang sei auch auf die europäische Patentanmeldung 0 280 757 A1 und die deutsche Patentanmeldung P 43 15 369.0, die Mitbestandteile dieser Erfindung sind, hingewiesen.

Wie in den Zeichnungen dargestellt, ist zwischen dem Lagerzapfen 14 und der Lagerbohrung 15 ein schwingungs-dämpfender und geräuschkindernder Lagerring 13; 13a vorgesehen. Die Montage des stufenlosen Wandlers bzw. des Hydrostatgetriebes 4 geschieht auf sehr einfache Weise durch Verbinden bzw. Verschrauben des mit dem Lagerzapfen 14 versehenen Lagerflansches 26 mit dem Hydrostatgetriebe 4. Der Lagerflansch 26; 26a wird hierbei um ein Zentriermaß axial verschoben, um das Hydrostatgetriebe 4 in das Gehäuse 3 einführen zu können. Ein Zwischenflansch 25 Fig. 2a kann als Verbindungsglied bei Verwendung handelsüblicher Hydrostatgetriebe dienen. Für das Triebbrad 12 ist eine entsprechende Ausnehmung 32 am Lagerflansch 26 und Zwischenflansch 25 vorgesehen. Das Gehäuse des Wandlers 4 und der Zwischenflansch 25 sind zweckmäßigerweise einteilig ausgebildet bei Anwendung einer speziellen Hydrostatkonstruktion. Auch der Lagerflansch 26 kann mit dem Hydrostatgehäuse ein Bauteil bilden, wobei zweckmäßigerweise der Lagerzapfen 14 ein separates Bauteil bildet und vorzugsweise umgekehrt von der Gehäuseseite in eine Bohrung des Lagerflansches 26 eingeführt wird, was in den Zeichnungen nicht dargestellt ist. Ein weiterer bedeutender Vorteil der Erfindung beruht darauf, daß die Lagerbohrung 15; 15a für die Hydrostataufnahme und die Lagerbohrung 33 an Lagerstelle 28 für das Triebbrad 12 und die antreibende Zwischenwelle 27 im Getriebegehäuse 3 eingearbeitet werden können aufgrund des durch die Erfindung möglich gewordenen kleinen Lagerdurchmessers des Lagerzapfens 14 und der Lagerbohrung 15; 15a. Die erforderliche Abstandsgenauigkeit der beiden Triebbräder 8 und 12 bzw. 9 und 10 für den stufenlosen Wandler 4 sind auf diese Weise einfach und kostengünstig realisierbar. Darüber hinaus kann das Gehäusevolumen durch das möglich gewordene kleine Abstandmaß X der Flanschfläche 29 zur Gehäusemitte relativ klein gehalten werden, wobei der überragende Teil des Wandlergetriebes über die Gehäuseflanschfläche hinaus durch einen einfachen und kostengünstigen Lagerdeckel 20 oder gegebenenfalls durch die Ölwanne bei untenliegendem Hydrostaten 4 abgedeckt bzw. verschlossen werden kann. Von Bedeutung ist dies insbesondere bei Anwendung der Erfindung in einem Traktorgetriebe wie in Fig. 3 dargestellt, wodurch die Breite des Getriebegehäuses 3 auf ein möglichst kleines Maß reduziert werden kann, um genügend Freiraum für seitlich angeordnete Neben-Aggregate zu bekommen.

Die Drehmoment- und Axialkraftabstützung durch das Stützlager 22 mit zusätzlicher elastischer Federung führt zu einer wesentlichen Geräusch- und Schwingungsminderung. Das Stützlager 22 ist, wie in Fig. 3, 4 und 5 dargestellt, verschiedenartig ausführbar. Bei Ausführung Fig. 3 sind zwei O-ringförmige Elastomerringe

17 vorgesehen, die zwischen entsprechend geformte mit dem Gehäuse 3 fest verbundene Stützringe 30 und 31 gelagert sind und über ein weiteres Verbindungsglied 16 bzw. Lagerelement mit dem Wandlergehäuse 4 zusammenwirken.

Fig. 4 zeigt eine Ausführungsform des Drehmomentstützlagers 22 mit einem als O-Ring ausgebildeten Dämpfungselement 17, wobei das Dämpfungselement zwischen einem mit dem Gehäuse 3 festen Zapfen 18 und einer zylindrischen Ausnehmung 16 am Wandler 4 gelagert ist. Zapfen 8 und Bohrung bzw. Ausnehmung 16 können auch umgekehrt am Wandler 4 und Gehäuse angebracht sein.

Das Drehmoment-Stützlager 22 nach Fig. 5 besitzt neben dem elastischen Dämpfungselement 17 zusätzliche Reibelemente 23, 24, die gegenüber dem Gehäuse 3 bzw. Deckel 20 und dem Wandler 4 eine zusätzliche Reibdämpfung bewirken. Ein Reibelement 23 ist hierbei mit dem Gehäuse 3; 20 fest, das andere Reibelement 24 mit dem elastisch beweglichen Wandler 4 in fester Verbindung. Über eine Schraube kann der Elastizitätsgrad und die Reibkraft zwischen den Reibelementen 23 und 24 vorbestimmt werden. Das Drehmoment-Stützlager 22 kann auch achsparallel zum Zentrallager 21, zum Beispiel in den Gehäusedeckel 20, eingesetzt und in ein entsprechend ausgebildetes Gehäuseeteil des Wandlers 4 eingeführt werden und auf diese Art als drittes Lager im Rahmen der Drei-Punkt-Lagerung dienen (nicht dargestellt).

Das Drehmoment-Stützlager 22 ist zweckmäßigerweise am Getriebegehäuse 3 angebracht, um die aus dem Drehmoment und den Axialkräften des Hydrostatgetriebes 4 resultierenden Schwingungen vom Gehäusedeckel 2 fernzuhalten.

Die Drehmomentstütze 22 ist als komplette Baueinheit, wie in Fig. 8 dargestellt, herstellbar, die am Wandler, bevorzugt hydrostatischer Wandler 4 anmontiert wird, z. B. bei Verwendung handelsüblicher Hydrostatgetriebe bzw. Hydrostatkomponenten. Die hydraulischen Verbindungen zwischen Hydrostatgetriebe 4 und der Speisepumpe, aus zum Beispiel einer Zentralhydraulik, werden über elastische Leitungen — Schläuche, Steckverbindungen — hergestellt.

Bei Ausführungsbeispiel Fig. 2a ist ein im Getriebegehäuse 3 befestigter Lagerbolzen 34 vorgesehen, der in das Gehäuseinnere führt, um den stufenlosen Wandler 4 über einen geräusch- und schwingungsdämpfenden Körper 13a zu fixieren, der zwischen den Lagerbolzen 34, dessen Lagerzapfen 14a und einem entsprechend geformten Glied (Flansch 26a) des Wandlers 4 gelagert ist.

Das Drehmomentstützlager 60 gemäß Fig. 2a bildet eine weitere Ausführungsform der dritten Lagerstelle, wobei ein Dämpfungselement 22a zwischen einem Verbindungsglied 61 gelagert ist. Das Verbindungsglied 61 kann als Einschraubelement in das Gehäuse 3 oder den Gehäusedeckel 2 ausgeführt sein, das zur Drehmomentabstützung des Wandlers 4 dient. Das entsprechende Gegenstück am stufenlosen Wandler 4 ist hierbei zweckmäßigerweise so ausgebildet, daß das Dämpfungsglied 22a axial fest fixiert ist, so daß auch Axialkräfte des Wandlers 4 aufnehmbar sind. Das Drehmomentstützlager 60 ist hier vorteilhaft in der Nähe eines der Zentrallager 21 angebracht, wobei eine direkte Verbindung mit dem Lagerflansch 26a als kostengünstige Lösung angesehen werden kann.

Die Drehmoment-Stützeinrichtung als drittes Lager kann auch in mehrteiliger Form angewendet werden,

wobei elastische bzw. schwingungs- und geräuschkämpfende Elemente an einer oder auch an mehreren Stellen angeordnet sind. Zweckmäßig ist es, ein Drehmomentstützlager an einer günstigen Stelle anzuordnen. Es ist aber auch möglich, die beiden Zentrallager 21 mit jeweils einem oder mehreren zwischengelagerten elastischen Einzelementen auszustatten, die das Drehmoment oder/und die Axialkräfte des stufenlosen Wandlers aufnehmen. Diese Elemente können, wie erwähnt, als Einzelement 69, wie in Fig. 2e dargestellt, Anwendung finden oder in nicht dargestellter Weise als zwischengelagerte Elemente, die in Ausnehmungen eines Lagerelementes 52 und einem Gehäuseteil des Wandlers 4 eingelagert sind, verwirklicht werden. Die Axialkraft kann hierbei z. B. auch durch Einzelemente aufgenommen werden, die beidseitig an den Lagerstellen 21 untergebracht sind.

Nach weiteren Ausführungsformen 55 bzw. 56 sowie 85 und 86 gemäß Fig. 2b bis 2g wird das Zentrallager 21 über einen separaten Lagerbock 47 bzw. 47a am Getriebegehäuse 3 befestigt. Bei Ausführung 55 gemäß Fig. 2b ist der Lagerbock 47 so ausgebildet, daß die Zentralachse des Wandlers 4 außerhalb der Flanschfläche 29 des Getriebegehäuses 3 liegt. Nach Ausführung 56 gemäß Fig. 2c ist der Lagerbock derart ausgebildet, daß der stufenlose Wandler 4 tiefer in das Getriebegehäuse eingeführt ist, so daß die Mittelachse des Wandlers innerhalb der Flanschfläche 29 des Getriebegehäuses 3 liegt.

Weitere Ausführungsformen des Lagerträgers 57, 58, 85 und 86 gemäß Fig. 2d bis 2g sehen eine Befestigungsart des Wandlers 4 in der Art vor, daß der Lagerträger ein separates Bauteil bildet, wobei bei Ausführung 57 nach Fig. 2d der Lagerträger einem nach innen in den Lagerhals 51 des Wandlers 4 greifenden Zentriertkörper 49 besitzt. Bei Ausführung 58 nach Fig. 2e ist die Zentrierung von außen her auf den Lagerhals 51 des Wandlers 4 angebracht.

Die Lagerträger 85, 86 nach Fig. 2f und 2g eignen sich besonders für eine kurze Getriebebaulänge, wobei das Triebad 8; 9 des Wandlers 4 fast an der Gehäuseinnenwand angrenzt. Bei Ausführung nach Fig. 2f greift ein Trägerring 87 über den Trägerhals 51 des Wandlers 4. Der Trägerring 87 besitzt hierbei eine stirnseitig angebrachte Lagerkonsole 50, die am Getriebegehäuse 3 befestigt wird. Der Lagerträger 86 nach Fig. 2g ist ebenfalls als Trägerring 87 ausgebildet, der seitliche Befestigungsösen bzw. Befestigungskonsolen 50 besitzt. Die Befestigung am Getriebegehäuse 3 erfolgt über entsprechend nach innen gerichtete Befestigungsstellen 88 des Gehäuses 3. Der Lagerträger 86 ist für eine extrem kurze Getriebebaulänge vorzuziehen. Der Trägerring 87 nach Ausführung 85 und 86 besitzt örtliche Ausnehmungen 32 für den Freigang des entsprechenden Gegenrades 10; 12 zum Triebad 8; 9 des stufenlosen Wandlers 4.

Bei den Ausführungen der Lagerträger 56, 57, 58 nach Fig. 2c bis 2g ist die Lage der Zentralachse des Wandlers 4 unabhängig zur Flanschfläche 29 des Getriebes.

Zweckmäßigerweise ist zu einer weiteren Geräusch- und Schwingungsdämmung eine Dämmplatte 59 vorgesehen, die zwischen den Lagerträgern 47, 47a, 50 sitzt, wodurch eine zusätzliche Geräusch-Schwingungsminde- rung erzielt wird.

Ein weiteres Merkmal der Erfindung ist, daß alle Lagerstellen 21, 22 des Wandlers 4 so ausgebildet und angebracht sind, daß der schwingungsempfindliche Getriebedeckel 20 von den, von den Lager- und Stützkräften übertragbaren, Schwingungseinflüssen unberührt

bleibt.

Die Befestigung der Lagerträger erfolgt in an sich bekannter Weise über Zentriereinrichtungen mittels Paßstift und Schrauben 48 oder Paßschrauben. Im Hinblick auf eine rationelle und zeitsparende Montage bzw. sehr schnellen Austausch des Wandlers 4 ist es möglich, mit nur einer Befestigungsschraube 48 und entsprechenden zugeordneten Paßstiften den Lagerträger 55; 56; 57; 58, 85; 86 für das Zentrallager 21 zu befestigen. Das dritte Lager 22, das als Drehmomentstütze und zur Aufnahme der axialen Kräfte, die zum Beispiel aus der Schrägverzahnung der Triebäder 8 resultieren, dient, ist erfindungsgemäß, wie in den Fig. 3 bis 6 dargestellt, wahlweise mit nur einer Befestigungsschraube für eine zeitsparende Montage versehen. Die exakte Lagerfixierung erfolgt durch entsprechende, an sich bekannte, Zentriereinrichtungen, zum Beispiel Paßstifte.

Der Gehäusedeckel 20 bildet zweckmäßigerweise, zum Beispiel bei einem Nutzkraftfahrzeuggetriebe, die Ölwanne, wobei das Hydrostatgetriebe von unten her in das Getriebe eingesetzt werden kann ohne Getriebeausbau aus dem Fahrzeug. Auch bei seitlichem Einbau, z. B. in einem Traktorgetriebe, ist ohne Ausbau des Getriebes aus dem Fahrzeug ein rascher Austausch des Hydrostatgetriebes bzw. des stufenlosen Wandlers 4 möglich. Ölwanne bzw. Getriebedeckel 20 werden hierbei erst nach voll ständigem Einbau des Wandlers 4, und dessen Befestigung der Drehmomentstütze bzw. des dritten Lagers der Dreipunktlagerung am Getriebegehäuse ohne erforderlicher zusätzlicher kostenaufwendiger Zentriermittel am Getriebegehäuse 3 anmontiert.

Durch die vorteilhafte erfindungsgemäße Geräusch- und Schwingungsisolierung kann auf Wirkungsgradmindernde interne Geräuschmaßnahmen des Hydrostatgetriebes bzw. des Wandlers 4 verzichtet werden, so daß diese Erfindung auch als zusätzliche Einrichtung zu Wirkungsgradverbesserung angesehen werden kann.

Bezüglich des Drehmomentstützlagers 22 sind weitere Ausführungsformen in Fig. 6, 7 und 8 dargestellt, wobei bei den Ausführungen nach Fig. 6 und 7 am Gehäuse befestigte Dämpfungselemente 38; 39 vorgesehen sind. Die Ausführung nach Fig. 8 sieht zwei oder mehrere in Form von O-Ringen ausgebildete Dämpfungselemente 41 vor, wobei ein Stützkörper 36 mit dem stufenlosen Wandler 4 fest verbunden ist und ein oder mehrere Stützringe 42, 43 vorgesehen sind, die bevorzugt durch eine selbstsichernde Mutter 37 eine beliebige Vorspannung der elastischen Dämpfungselemente 41 ermöglichen.

Eine einfache und kostengünstige Lösung bildet die Drehmomentstütze 40, bei der an einem Stützkörper des stufenlosen Wandlers 4 ein Dämpfungskörper 39, bevorzugt in zylindrischer Form, so angebracht ist, daß die Drehmomentabstützung den zylindrischen Dämpfungskörper 39 radial belastet, wobei Axialkräfte des Wandlers in Axialrichtung des zylindrischen Dämpfungskörpers 39 auftreten. Die axialen Stützkräfte resultieren insbesondere aus schrägverzahnenden Stirnrädern auf den Triebwellen des Wandlers.

Ein weiteres Merkmal der Erfindung zur Verringerung des Geräuschverhaltens besteht darin, daß das Verzweigungs-/Summierungsgetriebe 5 über einen separaten Getriebeträger 62, 63 besitzt, der aus einem oder mehreren Einzelbauteilen besteht und am Getriebegehäuse 3 befestigt ist. Die in dem mechanischen Getriebeelementen 5a, 5b entstehenden Schwingungen und Geräusche werden durch diese Bauweise nicht direkt auf das Gehäuse 3 übertragen. Der Getriebeträger

62, 63 ist zweckmäßigerweise mit einem Trägerhals und einem Flansch 63 ausgebildet, wobei alternativ zusätzliche Dämmelemente, zum Beispiel in Form von Flachdichtungen, Dämmscheiben, Gummielementen o. a. zwischengelagert sind. Das Verzweigungs-Summierungsgetriebe 5, das in der Regel aus einem Summierungsplanetengetriebe 5a und weiteren Getriebe- und Schaltelementen 5b besteht, bildet hier eine gemeinsame Baueinheit, die in Achsrichtung von der Abtriebsseite oder von der Antriebsseite her in das Getriebe eingeführt wird. Bei Ausführung nach Fig. 1b ist es möglich, das Verzweigungs-Summierungsgetriebe 5 als gemeinsame Baueinheit seitlich in das Getriebe ein- und auszubauen. Zu diesem Zweck ist eine Verbindungseinrichtung 66, 64, 65, 70, 71 vorgesehen, die dies ermöglicht. Ohne Ausbau des Getriebes aus dem Fahrzeug ist ein rascher Austausch, insbesondere der Verschleißteile bzw. der Getriebebaueinheiten 4 und 5, möglich. Besonders bei Traktor-Getrieben ist dies von besonderem Vorteil, da hier ein Getriebeausbau äußerst kosten- und zeintensiv ist.

Die Verbindungseinrichtung 64, 65 für die Baueinheit 5 besteht zweckmäßigerweise aus einem oder zwei Trägerelementen 70, 66 in Form eines Flanschträgers und entsprechende Verbindungselemente 65, 64 zur Verbindung der Antriebs- und Abtriebswelle über entsprechend ausgebildete Schiebemuffen 65, 64, die bei der Montage axial verschiebbar sind und entsprechenden Zugang von der Getriebeinnenseite her haben. Das Getriebe nach Fig. 1b eignet sich besonders für die Anwendung in Traktoren und Arbeitsmaschinen, wie oben bereits erwähnt, wobei der hydrostatische Wandler 4 und der Getriebedeckel 20 bevorzugt seitlich angeordnet sind. Auch die Obenanordnung des Wandlers 4 über dem Verzweigungs-/Summierungsgetriebe 5 ist bei Traktoren sinnvoll, wie z. B. in Fig. 1 dargestellt. Der Zugang erfolgt hierbei bei ebenfalls obenangeordnetem Getriebedeckel 20. Eine bevorzugte Getriebekonzeption kann hierfür die Getriebeausführung nach DE 41 06 746, Fig. 9 und 91 sein. Die Antriebswelle wird hierbei durch das Getriebe geführt und dient am Getriebeausgang als Fortsetzung für die Zapfwelle.

Das Gehäuse 3 kann mit oder auch ohne einmontierbarem Frontdeckel 61 ausgebildet werden. Bei Ausführung ohne dem Deckel ist das Gehäuse frontseitig geschlossen, ähnlich wie in Fig. 1b dargestellt, wobei ein Trägerelement 70, bevorzugt in Flanschausführung, zur eingangsseitigen Lagerung des Verzweigungs-/Summierungsgetriebes 5 dient. Die Verbindungsmuffe 64, 65 für die Antriebswelle 1 bzw. Abtriebswelle 2 ist mit an sich bekannten, nicht dargestellten Elementen axial fixiert. Auch eine nicht dargestellte Feder kann zu diesem Zweck als montagefreundliche Lösung dienen, indem die Verbindungsmuffe 64; 65 während der Montage gegen den Druck der Feder axial verschoben wird.

Die dargestellten Erfindungsmerkmale haben den Vorteil, daß das Geräuschverhalten, sowohl des stufenlosen Wandlers 4 als auch des Verzweigungs-Summierungsgetriebe 5 gegenüber dem Getriebegehäuse 3 wirksam verbessert wird. Darüber hinaus ist das Getriebegehäuse 3 einfach herstellbar durch den gemäß der Erfindung möglichen Wegfall kostenintensiver Bearbeitungsgänge infolge der günstigen modularen Bauweise. Der stufenlose hydrostatische Wandler 4 ist als Kompakt-Getriebe mit der speziellen erfindungsgemäßen Drei-Punkt-Lagerung ausgebildet. Das Verzweigungs-/Summierungsgetriebe 5 bildet ebenfalls eine geschlossene Baueinheit, die gegebenenfalls in Teilmodulen 5a

und 5b und evtl. auch weiteren innenliegenden Teilmodulen unterteilbar sind und mit dem Gehäuse einfach verbindbar ist. Das Gehäuse selbst ist gießtechnisch einfach ausführbar, wobei z. B. bei Druckguß-Ausführung die Gehäuseform nach Fig. 1a mit frontseitigem Deckel 61 eine besonders günstige Lösung darstellt.

Die Getriebeausführungen nach Fig. 1a und 1b zeichnen sich desweiteren durch die erfindungsgemäße Anordnung der Getriebekomponenten 4 und 5 in Verbindung mit der speziellen Anordnung einer Zwischenwelle 73 zur Triebverbindung der zweiten Hydrostateneinheit B über entsprechende Zahnräder 9, 10a, 11a und 11 aus, indem eine beliebige Lage des stufenlosen Wandlers 4 zum zentral angeordneten Verzweigungs-/Summierungsgetriebe 5 möglich ist. Der stufenlose Wandler 4 kann insbesondere bei Anwendung in einem Nutzkraftfahrzeuggetriebe sehr bauraumgünstig in dem vorgegebenen bzw. erforderlichen Grenzmaßen untergebracht werden. Um ausreichende Bodenfreiheit, z. B. für Niederflurfahrzeuge zu bekommen, aber auch die vorgeschriebenen Breitenmaße des Getriebes einzuhalten, kann bei dieser Anordnung der stufenlose Wandler 4 in sehr kleinem Abstand zum Verzweigungs-/Summierungsgetriebe 5 nach unten und gleichzeitig nach der Seite versetzt beliebig angeordnet werden, wobei die Zwischenwelle 73 eine beliebige Achslage zu den Achsen des Wandlers 4 und dem Summierungs-/Verzweigungsgetriebe 5 einnehmen kann. Auf diese Weise ist eine optimale Anpassung an die geforderten Bauraumverhältnisse des Getriebes und somit eine äußerst fahrzeugfreundliche Bauweise gewährleistet. Der stufenlose Wandler 4 ist hierbei zweckmäßigerweise nach unten und nach der Seite versetzt, z. B. in einem Winkel von 40 Grad zur Senkrechten. Die Zwischenwelle 73 könnte hierbei senkrecht unter der Antriebsachse 1 liegen. Der hydrostatische Wandler 4 ist hierbei vorteilhaft so angeordnet, daß die hydrostatische Verstelleinheit A auf der Getriebeantriebsseite und die hydrostatische Einheit B abtriebsseitig liegt. Der Antrieb der Hydrostateneinheit A wird vorzugsweise über eine erste Stirnradstufe 12, 8a angetrieben. Die Triebverbindung zwischen Hydrostateneinheit B mit dem Summierungs-/Verzweigungsgetriebe 5a erfolgt über eine zweite Stirnradstufe 11, 11a, die vorzugsweise zwischen der ersten Stirnradstufe 12 und dem Summierungsgetriebe 5a liegt.

Bei den beiden Getriebeausführungen nach Fig. 1a und 1b ist das Summierungsgetriebe 5 bzw. 5a, 5b koaxial zur Antriebswelle 1 angeordnet. Dies hat den weiteren Vorteil, daß im mechanischen Leistungszweig keine Stirnradstufen dazwischengeschaltet sind, wodurch Wälzverluste im mechanischen Leistungszweig zugunsten des Gesamtwirkungsgrades verringert werden.

Der hydrostatische Wandler 4 kann vorzugsweise nach Art der erfindungsgemäßen Drei-Punkt-Lagerung, wie in den Fig. 2a bis 2e und Fig. 3 bis 8 dargestellt und in der Beschreibung genauer erklärt, im Getriebegehäuse beliebig befestigt werden.

Die Getriebeausführung nach Fig. 1c besitzt eine Bremseinrichtung bevorzugt in Form eines hydraulischen oder elektrischen Retarders. Dieser Retarder ist vorzugsweise als Primär-Retarder 78 ausgebildet, wobei das rotierende Retarderelement, Rotor 81, mit der Antriebswelle 1 verbunden ist. Der Retarder 78 kann wahlweise für Fahrzeuge mit höherem Bremsbetrieb, z. B. Stadtbusse, eingebaut werden. Er ist sehr vorteilhaft im Frontdeckel 61 untergebracht und bildet vorzugsweise eine gemeinsame Baueinheit mit dem Getriebebeträger 61a.

Die Steuerung/Regelung für den Primär-Retarder 78 wird erfindungsgemäß aus Betriebswerten des Hydrostatgetriebes bzw. dem stufenlosen Wandler 4 oder/und aus Betriebswerten des Antriebsmotors realisiert. Die Getriebesteuerung /Regelung ist so ausgebildet, daß über das nichtdargestellte Bremspedal eine Rückregelung des stufenlosen Getriebes automatisch erfolgt, wobei das Bremsdrucksignal als Regelsignal dient. Zur Schonung der Betriebsbremsen wird hierbei das Motorbremsmoment ganz oder teilweise ausgenutzt. Ein Grenzmaß für die Ausnutzung der Motorbremsfähigkeit bildet auch die Motordrehzahl, wobei das Drehzahlsignal ausgehend von akzeptablen Motordrehzahlgeräuschen ein Maß für den erforderlichen Bremsanteil über den Retarder 78 sein muß. Um die Grenze der Bremsfähigkeit des Retarders 78 nicht zu übersteigen, wird ab einem Grenzmaß die übliche Betriebsbremse hinzugeschaltet bzw. mit einem entsprechend höheren Bremsmoment belastet. Erfindungsgemäß ist hierbei eine Kombination verschiedener Ansteuersignale vorgesehen, derart, daß das Motor-Drehzahlsignal im Schub- bzw. Bremsbetrieb aus Motorgeräuschgründen die Bremsanlage Retarder 78 und Betriebsbremse gezielt beeinflussen muß. Auch das Leistungsverzweigungsgetriebe selbst unterliegt Belastungsgrenzen im Bremsbetrieb in Zusammenhang mit einem Primärretarder 78, die steuerungsmäßig entsprechend zu berücksichtigen sind. Um die Getriebebelastungsgrenzen nicht zu überschreiten, kann erfindungsgemäß das Hydrostatdruck-Signal als Lastgrenze dienen und über dieses Signal das Retarder-Bremsmoment des Primär-Retarders 78 limitieren. Die Steuer/Regelfunktion für den Primärretarder 78 sieht also vor, daß bei Betätigen der Bremse bzw. des Bremspedals die Retarderfüllung bzw. der entsprechende Öldruck für den Primärretarder durch ein Bremsignal oder/und ein Hydrostatdrucksignal oder/und ein Motordrehzahlsignal beeinflusst wird.

Die Kombination dieses stufenlosen Leistungsverzweigungsgetriebes mit einem Primärretarder 78 hat den besonderen Vorteil, daß aufgrund der kontinuierlichen stufenlosen Getrieberegulierung bzw. Getrieberückregelung im Bremsvorgang auch ein angenehmes Motor-Geräuschverhalten erzielt wird. Der Motor kann z. B. bis zu einer gewissen, noch angenehmen akzeptablen Drehzahlgrenze angehoben werden, die dann konstant bis zum Fahrzeugstillstand bleiben kann. Die vorgenannten Steuer- und Regelsignale für die gesamte Bremsanlage — Retarder 78 und Betriebsbremse an den Rädern — können bei dieser erfindungsgemäßen Ausbildung relativ einfach miteinander kombiniert bzw. aufeinander abgestimmt werden, wobei je nach gegebener Bremssituation der Primärretarder 78 einen mehr oder weniger großen Bremsanteil und den restlichen Bremsanteil die verschleißempfindliche Betriebsbremse übernimmt.

Anstelle des Primärretarders 78 ist auch ein Sekundär-Retarder 83 verwendbar, der ganz oder teilweise über die gleichen Steuer- bzw. Regelsignale ansteuerbar ist.

In der Getriebeausführung nach Fig. 1c ist ein Brems-element, bevorzugt als hydrodynamischer Retarder 77, vorgesehen, der als Zugkraftverstärker dient und zwar in der Form, daß das als Stützmoment wirkende Drehmoment der zweiten Hydrostateinheit B für den Anfahrbereich verstärkt wird und das Hydrostatgetriebe bzw. die zweite Hydrostateinheit B entsprechend entlastet wird. Die Einrichtung ist anwendbar für Leistungsverzweigungssysteme, bei denen auch der erste Fahrbe-

reich mit Leistungsverzweigung arbeitet und wie erwähnt die Anfahrzugkraft von der Größe des Stützmomentes gegen die zweite Hydrostateinheit B abhängig ist. Dies trifft z. B. für die eingangs erwähnten bekannten Getriebe-Systeme nach Fig. 4 bis 11 zu.

Das Brems- bzw. Retarderelement 77, 82 ist mit der Zwischenwelle 73 verbunden. Es kann sehr vorteilhaft als alternative Baueinheit im Frontdeckel 61, wie in Fig. 1c dargestellt, bauraumsparend und fertigungstechnisch günstig herstellbar, vorzugsweise als gemeinsame Baueinheit mit dem Frontdeckel 61 gebildet werden. Der Retarder 77 ist beliebig an jedem Glied des Triebstranges 7, 73 der zweiten Hydrostateinheit B anschließbar (nicht dargestellt).

Das Brems- bzw. Retarderelement 77 dient, wie erwähnt, als Zugkraftverstärker im Anfahrbereich, wobei die Ansteuerung des Retarders über eine Druckflüssigkeit erfolgt, die in Abhängigkeit zum Hydrostatdruck modulierbar ist. Hierbei ist erfindungsgemäß vorgesehen, daß ab einem bestimmten Hydrostatdruck über das entsprechende Drucksignal die Retarder-Befüllung automatisch ausgelöst wird. Ein zusätzliches Signal kann ein Drehzahl-Signal bilden, das aus der Antriebsdrehzahl der Antriebswelle 1 bzw. des Antriebsmotors oder/und aus der Drehzahl der zweiten Hydrostateinheit B resultiert. Hydrostatdrucksignal und Drehzahl-Signal können ein gemeinsames Steuersignal für den Retarder 77 bilden. Ein weiteres anwendbares Signal kann auch ein Verstell-Signal der ersten Hydrostateinheit A sein, das zusätzlich oder anstelle des Drehzahlsignals der zweiten Hydrostateinheit B dient. Das genannte Verstellsignal stellt in Verbindung mit dem Antriebsdrehzahlsignal des Motors auch eine Größe für das Drehzahl-Signal der zweiten Hydrostateinheit B dar. Die Funktionsvorwahl wird automatisch mit dem Schalten des ersten Vorwärts- bzw. des ersten Rückwärtsbereiches festgelegt. Es ist auch möglich, diese Funktion nur wahlweise dazuschalten, z. B. wenn ein entsprechendes Signal, ausgehend von der Hydrostatbelastung bzw. dem Hydrostatdruck die Notwendigkeit über ein Licht- oder akustisches Signal dem Fahrer angezeigt wird.

Ziel des Zugkraftverstärkers ist es auch, den hydrostatischen Wandler 4 kleiner dimensionieren zu können, indem die dimensionsbestimmenden Anfahrbelastungen für den Hydrostaten wesentlich verringert werden.

Anstelle des hydrodynamischen Retarders 77 ist auch eine Reibbremseinrichtung zum Beispiel als Lammellenkupplung, wie bereits für die Hydrostat-Sperrkupplung 80 beschrieben, anwendbar. Vorausgesetzt hierbei ist jedoch, daß der Betriebspunkt mit sehr hoher Zugkraft nur selten vorkommt oder/und daß die Bremse bzw. Kupplung 80 sehr schnell voll geschlossen werden kann, um das Verschleiß-Verhalten zu minimieren. Bei einem Leistungs-Verzweigungsgetriebe mit z. B. vier Vorwärtsfahrbereichen liegt der Betriebspunkt, bei dem die Hydrostatwelle der Einheit B festgehalten werden kann, bei einer sehr niedrigen Fahrgeschwindigkeit, bei der die Höchstzugkräfte des Fahrzeugs ahrbar sind. Aus diesem Grund ist es durchaus möglich, diesen Getriebe-Übersetzungspunkt, der als erster Übersetzungs-Festpunkt schaltbar ist, auch sehr sinnvoll mit einer Reibkupplung zu betreiben. Auch eine formschlüssige Kupplung, wie eingangs beschrieben, bevorzugt mit Abweiszahnung ist sinnvoll anwendbar, wobei die Schaltung jedoch erst bei Stillstand der entsprechenden Hydrostatwelle geschaltet werden kann. Im Anfahrbereich wird hierbei bis zu diesem Übersetzungs-Festpunkt die Zugkraft über das Hydrostatgetriebe mit entsprechen-

dem Hydrostatdruck erzeugt, der dann nach Schließen der genannten Kupplung KH entlastet werden kann. Auch eine Kombinations-Schaltung des hydro-dynamischen Wandler 77 mit der Hydrostat-Überbrückungskupplung KH ist sinnvoll anwendbar, insbesondere bei Fahrzeugen, die sehr hohen Betrieb im unteren Geschwindigkeitsbereich bei hoher Zugkraft haben. Der hydro-dynamische Wandler 77 wird hierbei vorteilhafterweise zuerst angesteuert und die Reibkupplung 80 im Folgevorgang dazugeschaltet.

In Fig. 1d und 1e sind gemäß der Erfindung Lagerungsvarianten 95 und 97 dargestellt, die gemäß der Erfindung jeweils eine besonders bauraum- und kostengünstige Montageeinheit nach Modulbauweise erlauben. In der Ausführung 95 gemäß Fig. 1d ist hier ein mit der Antriebswelle 1 verbundenes Zahnrad 12 auf einen Lagerträger 70a mit zwischengelagerten Wälzlageren 93 gelagert. Ein mit der zweiten Hydrostateinheit B in Triebverbindung stehendes Zahnrad 11 ist über weitere Wälzlageren 94, bevorzugt an einem Zwischenelement 99 des Zahnrades 12, abgelagert. Beide Zahnräder — Zahnrad 12 für den mechanischen Leistungsweig und Zahnrad 11 für den hydraulischen Leistungsweig — bilden gegebenenfalls gemeinsam mit dem Lagerträger 70a ein Bauelement, das extern vormontierbar ist. Wie im einzelnen nicht dargestellt, sind die Wälzlagerungen 93 und 94 bevorzugt jeweils als bzw. mit einem Festlager ausgebildet, so daß eine Axialfixierung der einzelnen Zahnräder 12 und 11 gewährleistet ist. Dies ist insbesondere bei Anwendung der geräuschgünstigeren Schrägverzahnung für beide Zahnräder vorteilhaft bzw. erforderlich. Das Bauelement 95 wird zweckmäßigerweise von innen her in das Gehäuse 3 oder in den Lagerdeckel 61 anmontiert. Der Lagerträger 70a ist aber auch von außen her einsetzbar, wobei die Zahnräder 12 und 11 ein gemeinsames Bauelement bilden. Die Lagerungsvariante 95 eignet sich insbesondere für eine Getriebe-Konzeption wie in Fig. 1a, 1b und 1c dargestellt, bei der das Verzweigungs/Summierungsgetriebe 5 koaxial zur Antriebswelle 1 angeordnet ist, wobei, wie erwähnt, das erste Zahnrad 12 dem mechanischen Leistungsweig und das zweite daneben angeordnete Zahnrad 11 dem hydraulischen Leistungsweig zugeordnet ist.

Die Lagerungsvariante 97 gemäß Fig. 1e ist ähnlich der Ausführung 95 nach Fig. 1d, jedoch mit dem Unterschied, daß das erste Zahnrad 11 für den hydraulischen Leistungsweig gehäuseseitig und das zweite daneben angeordnete, mit der Antriebswelle 1 in Triebverbindung stehende Zahnrad 12 dem mechanischen Leistungsweig zugeordnet ist. Hierbei ist also das erste Zahnrad 11 mit innenliegender Welle 98 über Wälzlager 92 auf dem gehäusefesten Lagerträger 70c gelagert und das für den hydraulischen Leistungsweig zugeordnete Zahnrad 12 über Wälzlager 91 auf einem Zwischenglied 98 des Zahnrades 11 angeordnet. Im Sinne der Modulbauweise ist auch hier der Lagerträger 70c, das erste Zahnrad 11 und das zweite Zahnrad 12 als eine gemeinsame Montageeinheit ausgebildet, wobei bevorzugt jedes der beiden Wälzlagerungen 91 und 92 zumindest ein Festlager besitzen, so daß insbesondere Axialkräfte aus der Schrägverzahnung der Zahnräder in beiden Axialrichtungen aufgenommen werden können. Dies gilt ebenfalls für die Lagerungsvariante 95 nach Fig. 1d. Die genannte Baueinheit mit Lagerungsvariante 97 ist zusätzlich so ausgebildet, daß der Lagerträger 70c gleichzeitig als Ölführungskörper dient und das Drucköl für Schaltkupplungen auf nicht dargestellte Weise auf eine

Welle 90 überträgt, die eine entsprechende hydraulische Verbindung mit den genannten Kupplungen aufweist. Bei dieser Ausführungsform gemäß Fig. 1e ist das Summierungs/Verzweigungsgetriebe 5 parallel zur Antriebswelle 1 versetzt angeordnet.

Die Wälzlagerungen 91, 92 bzw. 93, 94 sind bevorzugt als Zylinderrollenlager ausgebildet, wobei die jeweiligen Laufbahnen erfindungsgemäß direkt in die genannten Bauelemente — Lagerträger 70a, Zahnrad 12, 99 und Zahnrad 11, 100 bzw. 70c, 11, 98, 12 — eingearbeitet sind, wodurch kostenaufwendige Lageraußen- und Lagerinnenringe entfallen können. Die Einzellagerkränze der Wälzlagerungen 93, 94 bzw. 91, 92 sind somit in den einzelnen Bauelementen integriert und werden nachfolgend als "integrierte Lager" bezeichnet. Auf diese Weise wird eine sehr kompakte und äußerst kostengünstige Bauweise des genannten Bauelements erzielt. Darüber hinaus ist eine größere Übersetzungsauswahl der Zahnradstufen möglich zugunsten eines kleineren Achsabstandes. Bei den innenliegenden Wälzlagerungen 93; 92 besteht der weitere Vorteil, daß die Lagerung vollrollig ausführbar ist aufgrund niedriger Wälzgeschwindigkeit, wodurch weitere Kosten gespart werden. Die Wälzlagerungen 93; 94 bzw. 91; 92 besitzen zweckmäßigerweise jeweils zwei Rollenbahnen, die im Hinblick auf günstige konstruktive Ausführbarkeit unterschiedliche Durchmessermaße haben können bzw. haben müssen.

Die bevorzugt als Zylinderrollenlager ausgebildeten Wälzlager 93, 94 bzw. 91, 92 besitzen zumindest an einem der Rollenkränze einen axialen Anlauf gegen eine oder mehrere entsprechend ausgebildete Bordflächen, bevorzugt in Form einer Bordscheibe, zur Aufnahme der Axialkräfte. Diese Bordscheibe ist über eine oder mehrere entsprechende, nicht dargestellte Ausnehmungen am Lagerträger 70a oder/und an den Zahnrädern 12; 11 bzw. Wellen oder Zwischengliedern 99 bzw. 100 bzw. 98 durch entsprechende Werkzeuge montierbar. Z.B. kann zur Montage des linken Lagerkranzes der Lagerung 93 eine nicht dargestellte Ausnehmung am Flansch des Lagerträgers 70a vorgesehen werden, um die Bordscheibe des Lagers in die Radnabe des Zahnrades 12 einzumontieren. Für den linken Rollenkranz der Wälzlagerung 94 wird zu diesem Zweck an der Hohlwelle bzw. Zwischenglied 99 eine Ausnehmung eingebracht durch die mittels entsprechendem Werkzeug die Bordscheibe für das Zahnrad 11, Fig. 1d, und den genannten Lagerkranz montierbar ist. Auf diese Art wird eine sehr kurze Getriebebauweise erzielt, da die genannten Zahnräder unmittelbar an der Gehäusewand und eng nebeneinander liegen können, da kein Zwischenraum für die Montage erforderlich ist.

Der Lagerträger 70a; 70c; 70; 61a kann je nach Ausführungsform und gegebener Fertigungsmöglichkeit einteilig mit dem frontseitigen Gehäuseteil 3 bzw. Gehäusedeckel 61 ausgeführt sein.

In Fig. 1e ist eine Lagerstelle 96 mit einem exzentrischen Lagerglied 10c dargestellt, das die Aufgabe hat, beliebige Übersetzungsanpassungen zwischen der Drehzahl des stufenlosen Wandler 4 bzw. der hydrostatischen Einheit B und der Drehzahl des mit dem Summierungsgetriebe 5 in Triebverbindung stehenden Zahnrades 11 zu ermöglichen. Das exzentrische Lagerglied 10c ist hierbei konzentrisch zur Eingangswelle 1 auf einem Lagerträger 70b drehfest angeordnet und besitzt die exzentrisch dazu liegende Drehachse 10d für das Zwischenrad 10. Auf diese Art kann durch beliebige Wahl der Exzentrizität des Lagergliedes 10c die optimale Auslegungsdrehzahl der hydrostatischen Einheit B

bei gleichbleibendem Gehäuse 3 bzw. Gehäusedeckel 91 realisiert werden. Der hydrostatische Wandler 5 kann somit im Hinblick auf eine kompakte und fahrzeugfreundliche Bauweise in optimaler Lage, z. B. über oder neben der Eingangswelle 1 angeordnet werden. Das exzentrische Lagerelement 10c kann je nach Bauweise und Bauform des Gehäuses auch an anderer Stelle, je nach Lage des hydrostatischen Wandlers 4 angebracht werden. Die Befestigung kann ebenfalls über einen entsprechenden Lagerträger 70b, mit oder ohne durchführender Welle oder sonstiges Getriebeglied erfolgen, wobei das Gehäuse ebenfalls trotz verschiedener Übersetzungs-Varianten mittels des exzentrischen Lagerelementes 10c unverändert bleiben kann. Lagerträger 70b und Exzenterglied 10c sind auch einteilig ausführbar.

Das Summierungs-/Verzweigungsgetriebe 5 ist verschiedenartig ausführbar. Bei Getriebevariante Fig. 1d wird z. B. der mechanische Leistungsfluß über eine innenliegende Welle — Antriebswelle 1 — und bei der Ausführung Fig. 1e über eine äußere Welle, z. B. auf ein Hohlrad 106, übertragen.

Die Steuerung/Regelung für die Hydrostat-Abschalt-einrichtungen bzw. Überbrückungs-Einrichtungen ist erfindungsgemäß so ausgelegt, daß die Abschaltfunktionen über eine Vorwahl-Einrichtung aktiviert werden nach verschiedenen, vorbeschriebenen Charakteristiken oder manuell einzeln schaltbar sind.

Die Erfindung betrifft desweiteren ein Kraftfahrzeuggetriebe, insbesondere mit Leistungsverzweigung, das aus einem stufenlosen Wandler 4, gemäß Fig. 1 bis 1c und 1f bis 1j, bevorzugt einem hydrostatischen Wandler, der aus einer ersten und einer zweiten Hydrostateinheit besteht, wobei beide Einheiten bevorzugt eine gemeinsame Baueinheit bilden und Antrieb oder/und Abtrieb des stufenlosen Wandlers 4, je nach Ausführungsform, über Direktantrieb oder über zwischengeschaltete Triebäder erfolgt. Die Leistung wird eingangsseitig aufgeteilt in zwei Leistungswege, wobei ein Leistungsweig über den stufenlosen Wandler fließt und vor dem Getriebeausgang wieder gegebenenfalls in einem Summierungsgetriebe 5c mit dem anderen Leistungsweig auf summiert wird. Leistungsverzweigungsgetriebe bestehen aus einem oder mehreren Schaltbereichen. Die Schaltung von einem in den anderen Bereich erfolgt vorzugsweise an jeweils einem End-Verstellpunkt des Hydrostaten, wobei innerhalb der Schaltphase die Verstellgröße, mit Ausnahme eventueller geringfügiger Verstellkorrekturen, unverändert bleibt. So wird zum Beispiel bei einem 4-Bereichsgetriebe, wie in Fig. 1j dargestellt, der Hydrostat über den gesamten Übersetzungsbereich viermal von einem Verstellmaximum zum anderen Verstellmaximum durchfahren. Bei diesem Getriebe nach Fig. 1j ist im Anfahrzustand bei geschlossenen Kupplungen K5 und KV und nach Schließen der Kupplung K1 der Hydrostat auf seine maximale negative Verstellgröße eingestellt. Zum Anfahren wird nun der Hydrostat zurückgeschwenkt auf "Null" und darüber hinaus bis zu seinem anderen Verstellende, positives Verstellmaximum, wo am Ende des ersten und zu Beginn des zweiten Schaltbereiches bei Synchronlauf aller Kupplungsglieder der zweite Bereich durch Schließen der Kupplung K2 und Öffnen der Kupplung K1 der zweite Bereich geschaltet ist. Nun wird der Hydrostat wieder zurückgeregelt innerhalb des zweiten Schaltbereiches bis auf "Null" und darüber hinaus bis zu seinem negativen Verstellmaximum, um den dritten Schaltbereich durch Schließen der Kupplung K3 und Öffnen der Kupplung KV zu schalten. Der dritte Bereich wird nun

wiederum durch Rückregelung des Hydrostaten durch "Null" und weiter bis zu seinem positiven Verstellmaximum, wo am Ende des dritten Schaltbereiches nun bei Synchronlauf die Kupplung K4 und Öffnen der Kupplungen KV und K3 der vierte Bereich geschaltet wird. Durch Rückregelung des Hydrostaten bis zu entgegengesetzten Verstellmaximum, entsprechend negativem Verstellende, des Hydrostaten wird der Hydrostat zum letzten mal voll durchfahren bis Erreichen des Übersetzungsendpunktes des Getriebes. Der mechanische Leistungsanteil wird bei diesem Getriebe über Stirnradstufen 26c und der hydrostatische Leistungsanteil über die Zahnradstufe 10b, den hydrostatischen Wandler 4 und den Triebstrang 7c mit Zahnradstufe 228 auf das Summierungsgetriebe 5c gleitet. Das Summierungsgetriebe ist hier als mehrwelliges Planetengetriebe P1 ausgebildet, in dem die mechanische und hydraulische Leistung auf summiert wird. Im ersten und im zweiten Schaltbereich fließt die mechanische und hydraulische Leistung über den zweiten Planetenrieb P2 bei geschlossener Kupplung KV. Für den Rückwärtsbereich wird der erste und der zweite Schaltbereich durch Schließen der Kupplung KR ermöglicht, indem die Drehrichtung im Planetenrieb P2 umgekehrt wird.

Das jeweils erwähnte Verstellmaximum des Hydrostaten definiert den Punkt, an dem die Schaltung in den nächsten Fahrbereich erfolgt, der nicht unbedingt das Verstellende des Hydrostaten sein muß, sondern etwas davor liegen kann, um zum Beispiel lastabhängigen Schlupf des Hydrostatgetriebes ausgleichen zu können. Auch ist unter Synchronlauf der zu schließenden Kupplungselemente nicht absoluter Synchronlauf, sondern der Synchronlaufbereich definiert, der auch gewollte oder nicht gewollte Synchronlauffehler beinhalten kann, die durch die Schalt- bzw. Bereichskupplungen überbrückt bzw. noch aufgenommen werden können.

Die Brems-Steuerventileinheit 201 kann als gemeinsame Baueinheit oder in Form von Einzelbausteinen aufgeteilt sein, wobei zumindest eines der Ventile 203; 204; 209; 210 direkt am Hydrostatgetriebe 4 angeordnet ist, so daß das Geräuschverhalten insbesondere durch die geräusch- und schwingungsmindernde Hydrostat-Lagereinrichtung gemäß der Erfindung optimierbar ist. Die Verbindungsleitungen zum Wärmetauscher 205 oder/und zum Energiespeicher 220 werden zweckmäßigerweise zumindest teilweise innerhalb des Getriebegehäuses 3 als bewegliche oder elastische Zwischenglieder (z. B. Schläuche, Steckbuchsen) gebildet, um die elastische, geräusch- und schwingungsmindernde Hydrostat-Lagereinrichtung nicht zu behindern. Die Geräuschentwicklung der Bremsventile bzw. der hydrostatischen Bremseinrichtung 201 wird somit nach Außen wirksam abgedämpft. Insbesondere das Haupt-Druck-Ventil bzw. Brems-Regelventil 204 ist hier vorteilhaft fest mit dem Hydrostatgetriebe 4 verbunden bzw. integriert. Im Hydrostat-Zwischengehäuse 216 kann zumindest eines dieser Ventile 204; 203; 209; 210 oder die gesamte Brems-Ventilsteuerung 201 bauraum- und kostengünstig untergebracht bzw. integriert werden. Auch ein äußerer Anbau der Bremsventile am Hydrostat nach modularer Bauweise kann sinnvoll sein, insbesondere für wahlweise Ausrüstungsmöglichkeiten. Die elektrischen Ansteuerventile für das Brems-Druckregelventil 204 oder/und das Ventil 203 mit ihren Ansteuerleitungen 215 und 214 können sinnvoll als getrennte Baueinheiten, z. B. in einem zentralen Steuerblock, angeordnet sein, wobei diese zweckmäßigerweise als Vorsteuerventile ausgebildet sind und über elastische bzw. bewegungsun-

abhängige Steuerleitungen mit dem entsprechenden Ventil 204 bzw. 203 verbunden sind.

Patentansprüche

1. Hydrostatisch-mechanisches Leistungs-Verzweigungsgetriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge bestehend aus einem stufenlosen Wandler (4) und einer Leistungsverzweigungseinrichtung, bei dem die Antriebsleistung aufgeteilt wird in einen hydraulischen und einen mechanischen Zweig, die vor dem Getriebeausgang wieder auf summiert wird, wobei der stufenlose Wandler von der Antriebswelle direkt oder über Zwischenglieder bzw. Zwischenstufen angetrieben wird und mit einem Verzweigungs/Summierungsgetriebe (5) in Triebverbindung steht **dadurch gekennzeichnet**, daß eine oder mehrere Hydrostat-Überbrückungseinrichtungen in verschiedener Form vorgesehen sind, derart, daß ein oder mehrere Übersetzungs-Festpunkte schaltbar sind und daß die Überbrückungseinrichtung in Form einer Hydrostat-Sperreinrichtung für die zweite Hydrostateinheit (B) oder in Form einer Bereichsblockschaltung oder in Form einer Stabilisierungseinrichtung mit rein mechanischem Durchtrieb gestaltet ist und daß der bzw. die Übersetzungs-Festpunkte manuell oder automatisch schaltbar sind.
2. Getriebe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 dadurch gekennzeichnet, daß ein oder mehrere Übersetzungs-Festpunkte vorgesehen sind, wobei der hydrostatische Wandler (4) bei einem geschalteten Übersetzungs-Festpunkt als Bremsenrichtung steuerbar ist.
3. Getriebe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 dadurch gekennzeichnet, daß ein oder mehrere schaltbare Übersetzungs-Festpunkte und eine Energie-Speicheranlage vorgesehen ist, wobei der hydrostatische Wandler bei einem geschalteten Übersetzungs-Festpunkt so steuerbar ist, daß Bremsenergie in einen entsprechend ausgebildeten Speicher rückgewonnen werden kann.
4. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3 dadurch gekennzeichnet, daß der hydrostatische Wandler (4) mit einer ersten hydrostatischen Einheit (A) verstellbaren Volumens und einer zweiten hydrostatischen Einheit (B) konstanten oder verstellbaren Volumens ausgebildet ist.
5. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 4 dadurch gekennzeichnet, daß die Energie-Speicheranlage mit einem Hydrospeicher bzw. Druckspeicher (220) ausgerüstet ist, in dem Bremsenergie, Schubenergie oder Antriebsenergie speicherbar ist.
6. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 5 dadurch gekennzeichnet, daß die Bremsanlage mit oder ohne Energiespeicher (220) ausgerüstet ist, wobei bei Ausrüstung mit dem Energiespeicher die Bremsregelung so ausgebildet ist, daß die Bremsenergie wahlweise über den Wärmetauscher (205) fließt oder dem Energiespeicher (220) zugeführt wird, oder daß in einer vorausfestgelegten bzw. programmierten Charakteristik erst der Energiespeicher aufgefüllt und bevorzugt danach, abhängig von einem bestimmten Füllungsgrad, weitere Bremsenergie über den Wärmetauscher (205) abgeführt wird.
7. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprü-

che 1 bis 6 dadurch gekennzeichnet, daß die Bremsanlage mit einer Regeleinrichtung (214, 215, 203, 204) ausgerüstet ist, die bei geschaltetem Übersetzungs-Festpunkt über entsprechende Steuersignale (214, 215) eine kontinuierliche Verstellung des Hydrostatgetriebes bzw. des stufenlosen Wandlers (4) bewirkt, derart, daß über den mit der Hydrostateinheit (A) verbundenen Triebstrang (227) oder/und über den mit der zweiten Hydrostateinheit (B) verbundenen Triebstrang (10b) ein das Motorbremsmoment unterstützende Drehmoment auf die Eingangswelle (1) des Getriebes bewirkt wird und daß über eine oder beide der genannten Triebstränge (227, 228) Bremsenergie auf den stufenlosen Wandler übertragen und über den Wärmetauscher (214, 205) oder/und zum Energiespeicher (220) geleitet wird.

8. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 7 dadurch gekennzeichnet, daß die Bremsregelung bevorzugt über eine elektronische Regeleinrichtung über verschiedene Betriebssignale, wie Betätigungssignal, Motordrehzahlsignal oder/und Füllungssignal bzw. Drosselklappenstellungssignal oder/und Verstellsignal des Wandlers (4) oder/und Übersetzungssignal des Getriebes oder/und Brems-Drucksignal der Betriebsbremse, realisiert wird.

9. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 8 dadurch gekennzeichnet, daß folgende Bremsfunktionen in bevorzugt nachfolgender Reihenfolge wirksam sind:

- a) Bremssignal bewirkt Getriebe-Übersetzungsrückstellung, so daß vorbestimmtes definiertes Motorbremsmoment oder/und Motordrehzahl aufgebaut wird;
- b) Regeleinrichtung steuert nächstliegenden bzw. günstigsten Übersetzungs-Festpunkt an;
- c) nach geschaltetem Übersetzungs-Festpunkt erfolgt Hydrostatverstellung zur Unterstützung des Motorbremsmomentes;
- d) gegebenenfalls Zuschaltung der Betriebsbremse oder/und
- e) falls erforderlich weitere Rückregelung auf kleinere Fahrzeuggeschwindigkeit.

10. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 9 dadurch gekennzeichnet, daß ein Steuerprogramm für den Bremsbetrieb vorgesehen ist, daß die Änderung der Getriebe-Übersetzung von Motor-Bremsmoment bzw. Motor-Drehzahl und Schubgeschwindigkeit abhängig macht.

11. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 10 dadurch gekennzeichnet, daß im Bremsvorgang bei Schaltänderung von einem in den anderen Übersetzungs-Festpunkt eine automatische Übernahme der Brems-Energie bzw. Bremswirkung durch die Betriebsbremse erfolgt.

12. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 11 dadurch gekennzeichnet, daß bei Dauer-Bremsbetrieb eine konstante Schubgeschwindigkeit oder/und Bremsleistung mit automatischer Geschwindigkeitsanpassung einstellbar ist.

13. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 12 dadurch gekennzeichnet, daß jeder Motordrehzahl bei Schubbetrieb eine bestimmte Bremsleistung zugeordnet ist.

14. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 13 dadurch gekennzeichnet, daß eine Hydrostat-Überbrückungseinrichtung in Form ei-

ner Hydrostat-Sperreinrichtung für die zweite Hydrostateinheit (B) vorgesehen ist, wobei die Sperr-einrichtung als Bremse mit entsprechenden Reib-elementen oder als formschlüssige Kupplung aus- 5 gebildet ist, die manuell oder automatisch bei Drehzahl "Null" bzw. im Synchronzustand oder bei ge-ringen Differenzdrehzahlen schaltbar ist und daß bei geschalteter Sperreinrichtung ein Überset-zungsfestpunkt wirksam wird.

15. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 14 dadurch gekennzeichnet, daß eine Hydrostat-Überbrückungseinrichtung in Form ei-ner Bereichsblockschaltung vorgesehen ist, derart, daß innerhalb einer Bereichsschaltphase am Ende 10 und zu Beginn zweier benachbarter Schaltbereiche beide Bereichskupplungen für den alten und den neuen Schaltbereich geschlossen bleiben und der Hydrostat drehmomentfrei gesetzt wird.

16. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 15 dadurch gekennzeichnet, daß eine 20 weitere Hydrostat-Überbrückungseinrichtung in Form einer Stabilisierungseinrichtung (109; 110; 111) vorgesehen ist, die so ausgebildet ist, daß der hydrostatische Wandler (4) und das Summierungs-/Verzweigungsgetriebe drehmomentfrei gesetzt 25 werden, die in einem oder in mehreren Getriebe-Übersetzungspunkten durch Schließen von wenig-stens einer Kupplung einen Übersetzungspunkt stabil hält solange keine Übersetzungsänderung gefordert wird, wobei beide Kupplungshälften be- 30 vorzugt im Synchronzustand bzw. im Synchronbe-reich ohne Lastunterbrechung schaltbar sind und wobei nach Schließen dieser genannten Kupplung der Hydrostat in drucklosen Zustand bzw. Neutral-druckzustand ohne Druckdifferenz gesetzt wird 35 durch entsprechende Anpassung der Verstellgröße des Hydrostaten oder/und durch Betätigen eines zwischen beide Arbeitsdruckleitungen geschalte-ten Bypaßventiles (114).

17. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 16 dadurch gekennzeichnet, daß die 40 Hydrostat-Sperreinrichtung oder/und Bereichs-Blockschalteinrichtung oder/und Stabilisier-Einrichtung mit einem Bypaßventil (114) ausgestattet ist, das zwischen die Arbeitsdruckleitungen der bei-den Hydrostateinheiten A/B geschaltet und bevor- 45 zugt automatisch schaltbar ist.

18. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 17 dadurch gekennzeichnet, daß die 50 Hydrostat-Überbrückungseinrichtungen (KH; KB; KD) bzw. Übersetzungs-Festpunkt-Schaltungen und das jeweils zugeordnetet Bypaßventil (114) über jeweils denselben Steuerdruck ansteuerbar sind, wobei das Bypaßventil bevorzugt erst nach Schließen der betreffenden Kupplung öffnet. 55

19. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 18 dadurch gekennzeichnet, daß die 60 Hydrostat-Überbrückungseinrichtung (KH; KB; KD) mit einer formschlüssig schaltbaren Kupplung ausgestattet ist, die mittels eines auf einem Kupp-lungsträger drehfest angeordneten hydraulisch be-tätigbaren Kolben schaltbar ist, wobei das Kupp-lungsprofil bevorzugt als Abweisverzahnung aus- gebildet ist.

20. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 19 dadurch gekennzeichnet, daß die 65 Hydrostat-Sperreinrichtung oder/und Bereichs-Blockschalteinrichtung oder/und Stabilisierereinrich-

tung mit einer Kupplung als Reibkupplung mit ko-nischen Reibflächen oder als Lamellenkupplung ausgebildet ist, die mittels eines auf einem Kupp-lungsträger angeordneten hydraulisch betätigba-ren Kolben schaltbar ist.

21. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 20 dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostat — Sperreinrichtung oder/und Bereichs-Blockschalteinrichtung oder/und Stabilisierereinrich-tung mit einer formschlüssig schaltbaren Kupplung mit an sich bekannten Schaltelementen — Schalt-gabel, Schaltmuffe — oder als Servo-Schaltkupp-lung ausgebildet ist.

22. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 21 dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostat-Sperreinrichtung oder/und Bereichs-Blockschalteinrichtung oder/und Stabilisierereinrich-tung automatisch schaltbar ist, wobei das Schaltsi-gnal in Abhängigkeit eines oder verschiedener Be-triebsparameter automatisch ausgelöst wird.

23. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 22 dadurch gekennzeichnet, daß die automatische Ansteuerung der Hydrostat-Sperr-einrichtung oder Bereichs-Blockschalteinrichtung oder Stabilisierereinrichtung nach einer definierten Verweildauer der Hydrostatverstellung in Neutral-lage oder in der Nähe einer dieser Schaltpunkte bzw. Übersetzungspunkte ausgelöst wird.

24. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 23 dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostat-Sperreinrichtung oder/und Bereichs-Blockschalteinrichtung oder/und Stabilisierereinrich-tung manuell schaltbar ist und die Schaltung nach getroffener Vorwahl oder/und nach entsprechen-der akustischer oder optischer Anzeige schaltbar ist.

25. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 24 dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplung bzw. Bremse (80) der Hydrostat-Sperr-einrichtung mit einer der Triebwellen (9, 73, 10b, 11), die zwischen Hydrostateinheit B und dem Sum-mierungsgetriebe (5) geschaltet sind, in Wirkver-bindung steht.

26. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 25 dadurch gekennzeichnet, daß die Bremse bzw. Kupplung (80) der Hydrostat-Sperr-einrichtung in einem der Lagerträger (55; 56; 57; 58; 85; 86; 52) angeordnet ist (nicht dargestellt).

27. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 26 dadurch gekennzeichnet, daß das Ansteuersignal zum Betätigen des Bypaßventils aus dem Schließvorgang der entsprechenden Bereichs-kupplung bzw. aus dem Schließvorgang der ent-sprechenden Hydrostat -Überbrückungseinrich-tung resultiert und somit eine Folgefunktion aus diesen genannten Schaltvorgängen darstellt.

28. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 27 dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostat-Sperreinrichtung (KH) oder/und die Be-reichs-Blockschalteinrichtung (KB) oder/und die Stabilisierungseinrichtung (KD) jeweils über glei-che Ansteuer-Signale aktiviert werden.

29. Getriebe nach einem oder mehreren der An-sprüche 1 bis 28 dadurch gekennzeichnet, daß die Hydrostat-Sperreinrichtung oder/und die Be-reichs-Blockschalteinrichtung oder/und die Stabili-sierungseinrichtung automatisch gelöst wird durch ein oder mehrere Betriebssignale, wie z. B. Gaspe-

dalsignal, Lastsignal, Hydrostatdrucksignal, Geschwindigkeitsänderungssignal, Bremssignal, Motordrehzahlsignal.

30. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 29 dadurch gekennzeichnet, daß eine Stabilisierungs-Einrichtung (109) vorgesehen ist, die durch Schließen einer Kupplung (84) einen direkten Durchtrieb zwischen Antriebswelle (1) und Abtriebswelle (2) herstellt.

31. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 30 dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebeantriebswelle (1) und Getriebeabtriebswelle (2) koaxial zueinander angeordnet sind und über eine Stabilisierungs-Einrichtung (110) bei Schließen einer Kupplung (84) ein rein mechanischer Leistungsfluß über Zahnradstufen (12, 12a) und eine Zwischenwelle (27) erfolgt.

32. Getriebe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 dadurch gekennzeichnet, daß das Verzweigungs-Summierungsgetriebe (5) mit einer Kupplung (80) für eine Hydrostat-Sperreinrichtung, ausgestattet ist und ganz oder teilweise (5b) über ein Trägerelement (Getriebeträger 62) getragen wird, wobei das Trägerelement (62, 63) aus mindestens einem vom Getriebegehäuse (3) getrennten Bauteil besteht und daß das Trägerelement (62) über eine entsprechende Befestigungseinrichtung (67, 63) am Getriebegehäuse (3) befestigt wird (Fig. 1a; 1b).

33. Getriebe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe mit einer Hydrostat-Sperreinrichtung versehen und der stufenlose Wandler (4) parallel versetzt zur Antriebsachse (1) angeordnet ist und die mit der Antriebswelle (1) in Triebverbindung stehende Hydrostateinheit (A) verstellbaren Volumens an der Getriebeantriebsseite und die zweite Hydrostateinheit (B) getriebeabtriebsseitig angeordnet ist und daß eine über Zahnradstufen (9, 10a) in Triebverbindung stehende Zwischenwelle (73) vorgesehen ist, die über eine weitere Zahnradstufe (11a, 11) eine Triebverbindung mit einem Summierungsplanetengetriebe (5a) darstellt, wobei die Zwischenwelle (73) parallel versetzt zum Summierungsplanetengetriebe (5a) und ebenfalls versetzt zum stufenlosen Wandler (4) angeordnet ist (Fig. 1a, 1b).

34. Getriebe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 dadurch gekennzeichnet, daß ein Zugkraftverstärker in Form eines Bremseslementes (Retarder 77; Hydrostat-Sperreinrichtung 80; KH)) vorgesehen ist, der mit der Triebwelle (7) der zweiten Hydrostateinheit (B) direkt oder über Zwischenglieder (73) in Triebverbindung steht und zur Verstärkung des Stützmomentes auf die zweite Hydrostateinheit (B) im Anfahrbereich des Fahrzeuges dient, wobei der Zugkraftverstärker (77; 80; KH) manuell oder automatisch bevorzugt über ein Drucksignal des Hydrostatgetriebes oder/und ein Drehzahl-signal oder/und ein Verstell-signal ansteuerbar ist (Fig. 1c).

35. Getriebe nach Anspruch 34 und weiteren genannten Ansprüchen dadurch gekennzeichnet, daß der Zugkraftverstärker als Bremseslement in Form eines hydrodynamischen Retarders (77) ausgebildet ist.

36. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 35 dadurch gekennzeichnet, daß der Zugkraftverstärker getriebe-frontseitig angeordnet ist, dem gegebenenfalls eine Kupplung (80) als

Hydrostat-Sperreinrichtung dazugeordnet ist.

37. Getriebe nach Anspruch 34, 35 und 36 dadurch gekennzeichnet, daß der Retarder (77) eine gemeinsame Baueinheit mit dem Frontdeckel (61) und dem Getriebeträger (61a) bildet (Fig. 1b).

38. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 37 dadurch gekennzeichnet, daß der Zugkraftverstärker und die Bremse bzw. Kupplung (80) für die Hydrostat-Sperreinrichtung mit einer gemeinsamen Welle (73) in Verbindung stehen und bevorzugt eine gemeinsame Baueinheit bilden.

39. Getriebe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 dadurch gekennzeichnet, daß ein Retarder (78) als Primär-Retarder für die Fahrzeugbremse vorgesehen ist, der mit der Antriebswelle (1) in Triebverbindung steht, wobei die Ansteuerung des Retarders (78) und gegebenenfalls die Ansteuerung zum Ausschalten einer der Hydrostat-Abschalt-einrichtungen über ein Bremssignal oder/und weitere Betriebssignale erfolgt.

40. Hydrostatisch-mechanisches Verzweigungsgetriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge bestehend aus einem stufenlosen Wandler (4) und einer Leistungsverzweigungseinrichtung, bei dem die Antriebsleistung aufgeteilt wird in einen hydraulischen und in einen mechanischen Leistungszweig, die vor dem Getriebeausgang wieder aufsummiert wird, wobei der stufenlose Wandler bevorzugt über eine Zahnradstufe angetrieben wird und durch eine weitere Zahnradstufe mit einem Summierungsgetriebe (5) in Triebverbindung steht dadurch gekennzeichnet, daß der stufenlose Wandler (4) als Kompaktgetriebe ausgebildet ist und eine Dreipunkt-Lagerung besitzt derart, daß jeweils auf der Eingangs- und Ausgangsseite des stufenlosen Wandlers eine Lagerung (21) als Zentrallager zur Lagefixierung der Mittelachse des stufenlosen Wandlers gegenüber dem Getriebegehäuse (3) und ein drittes Lager als Stützlager (22) zur Drehmomentabstützung und gegebenenfalls axialen Abstützung des stufenlosen Wandlers (4) angebracht ist und daß die Zentrallager (21) so ausgebildet sind, daß eine Verdrehung des stufenlosen Wandlers (4) um seine Zentralachse gegen das Drehmoment-Stütz-lager möglich ist, wobei das Drehmoment-Stütz-lager mit geräuschkindernden Stützelementen (13, 17) ausgerüstet ist und wobei das Drehmomentstütz-lager (22) einfach oder auch mehrfach, gegebenenfalls in mehrere Einzelglieder an verschiedenen Stellen aufgeteilt, angeordnet ist.

41. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 40 dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmomentstütze (69) in einem Hydrostatlager-träger (52) bzw. in einem Glied des Lagerträgers angeordnet ist (Fig. 2e).

42. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 41 dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmoment-Stützeinrichtung aus einem oder mehreren zwischengelagerten geräuschkämpfenden bzw. elastischen Elementen besteht, die an einer oder an verschiedenen Stellen angeordnet sind.

43. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 42 dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplung bzw. Bremse der Hydrostat-Sperreinrichtung und die Drehmomentstütze in einem der Hydrostatträger bzw. Lagerträger (52; 55; 56; 57; 58; 87) angeordnet sind und bevorzugt eine gemeinsame Baueinheit bilden.

44. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 43 dadurch gekennzeichnet, daß eine Wähleinrichtung vorgesehen ist, die durch Vorwahl ein automatisches Schalten der Hydrostat-Überbrückungseinrichtungen nach einer festgelegten Charakteristik bewirkt oder daß durch Einzelwahl die jeweils entsprechende Hydrostat-Überbrückungseinrichtung am betreffenden Betriebspunkt bzw. Übersetzungspunkt manuell ansteuerbar ist.

45. Getriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 44 dadurch gekennzeichnet, daß die hydrostatische Bremsanlage (201) so ausgebildet ist, daß zumindest eines der Bremsventile, bevorzugt das Druck-Regelventil (Brems-Regelventil 204) am oder im geräusch- und schwingungsge- dämpften Hydrostatgetriebe (4) angeordnet oder integriert ist.

46. Getriebe nach Anspruch 45 dadurch gekennzeichnet, daß elastische oder bewegliche Ölführungsglieder zwischen Hydrostatgetriebe (4) und Getriebegehäuse (3) als Ölführung innerhalb des Getriebes für das zum Wärmetauscher (205) oder/und gegebenenfalls zum Energiespeicher (220) geleitete Öl dienen.

Hierzu 13 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

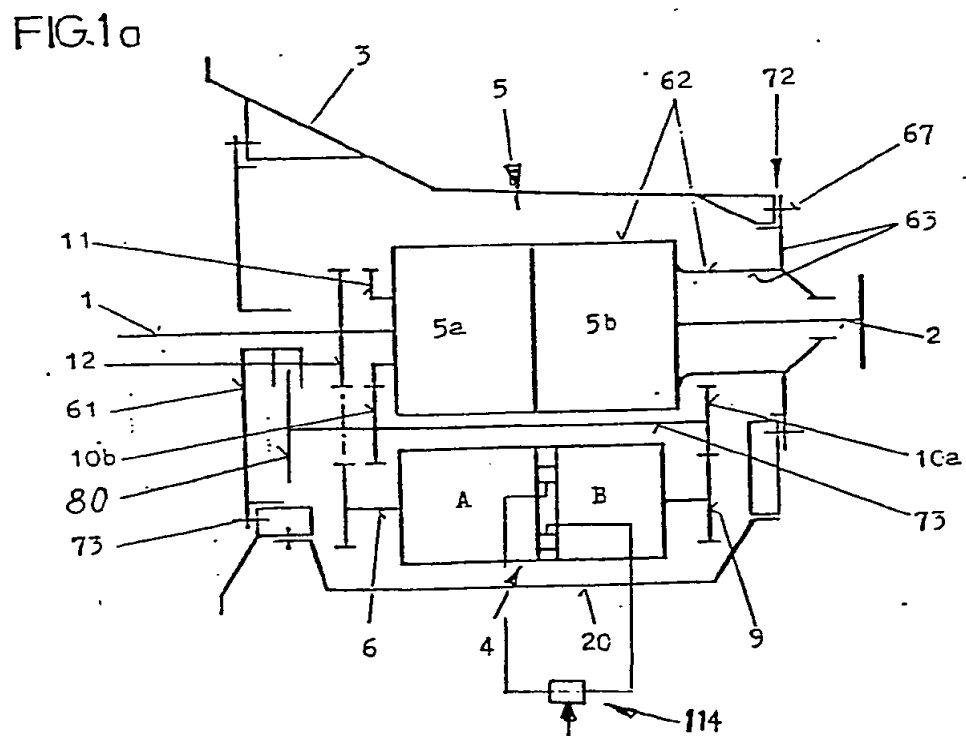
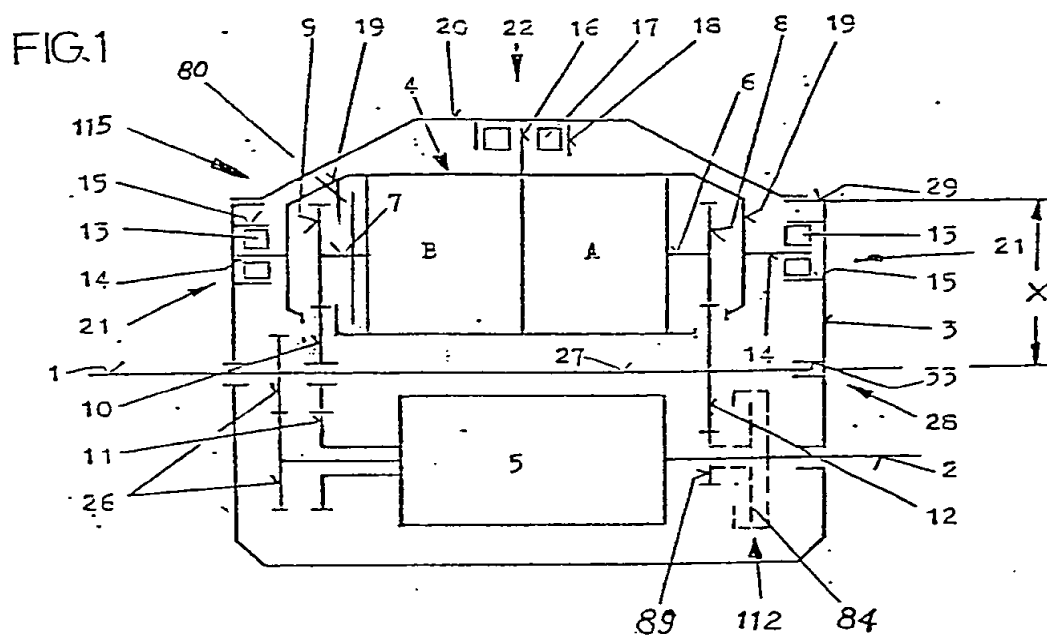


FIG. 1b

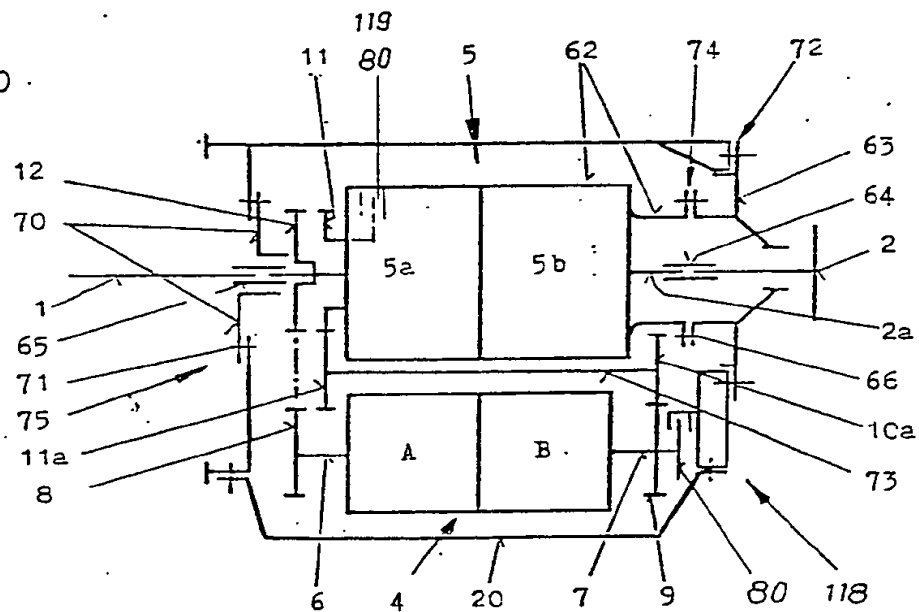


FIG. 1c

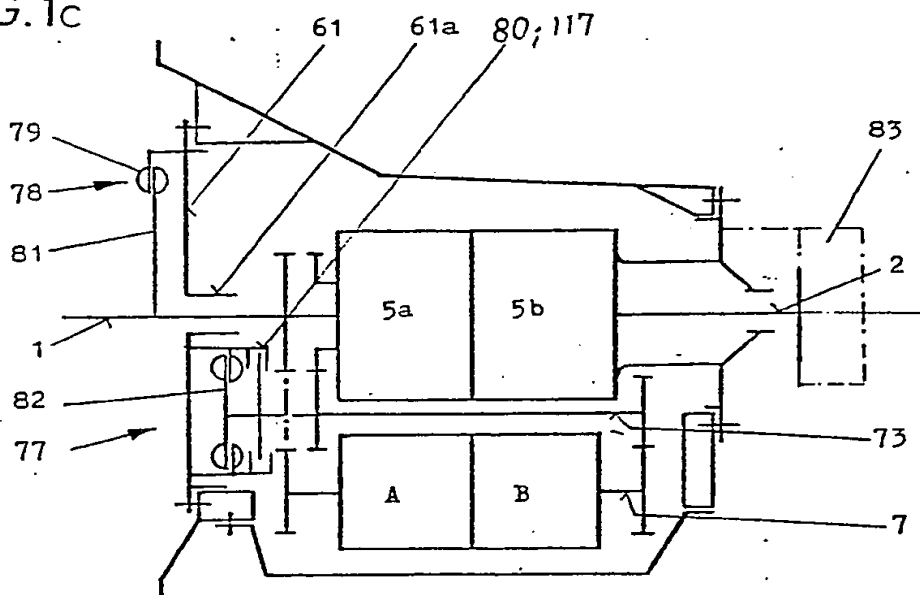


FIG.1d

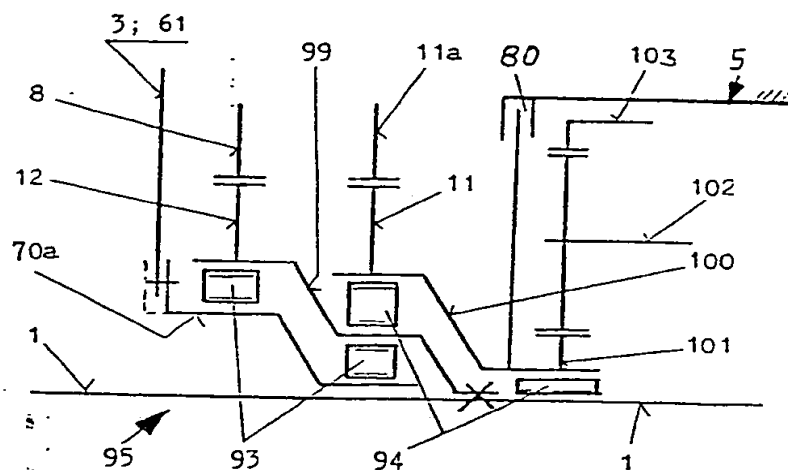


FIG.1e

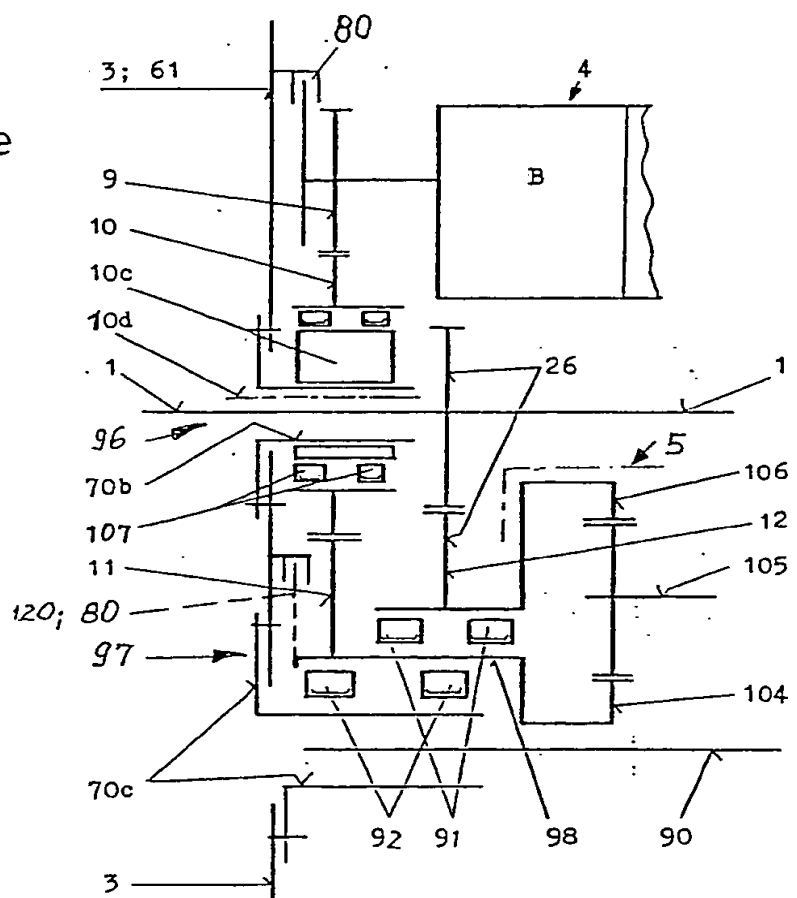


FIG.1f

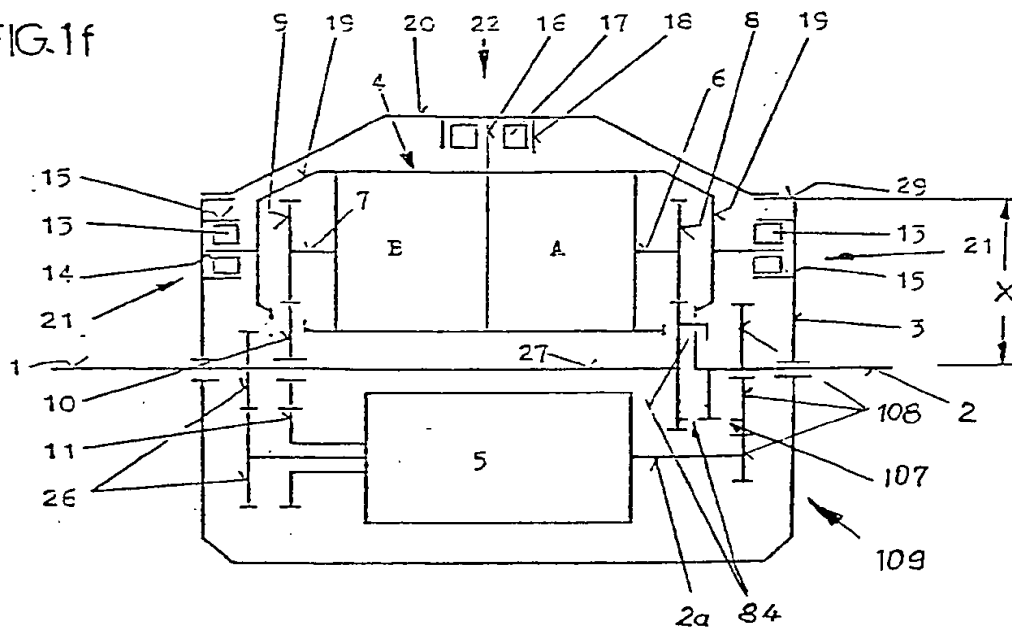


FIG.1g

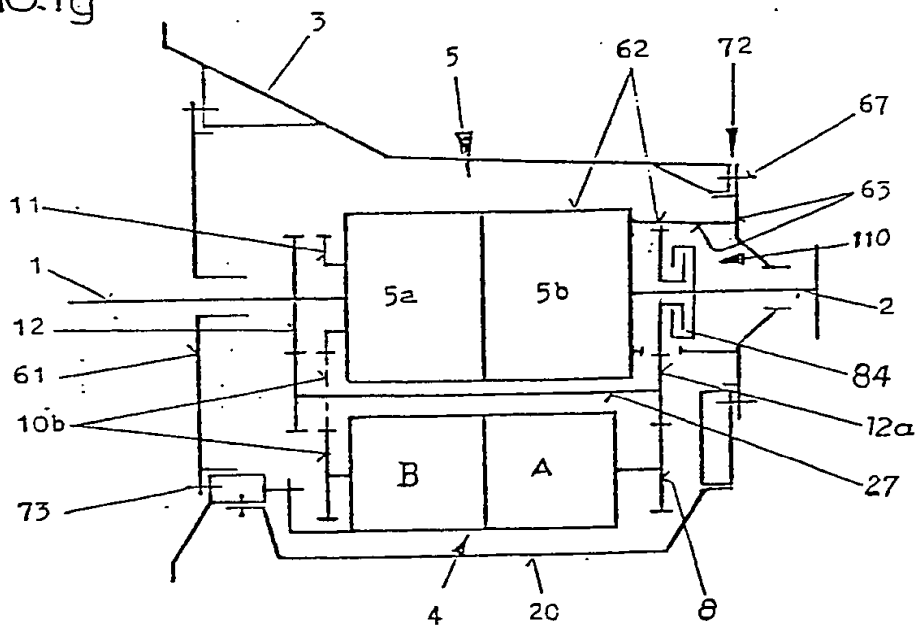


FIG.1h

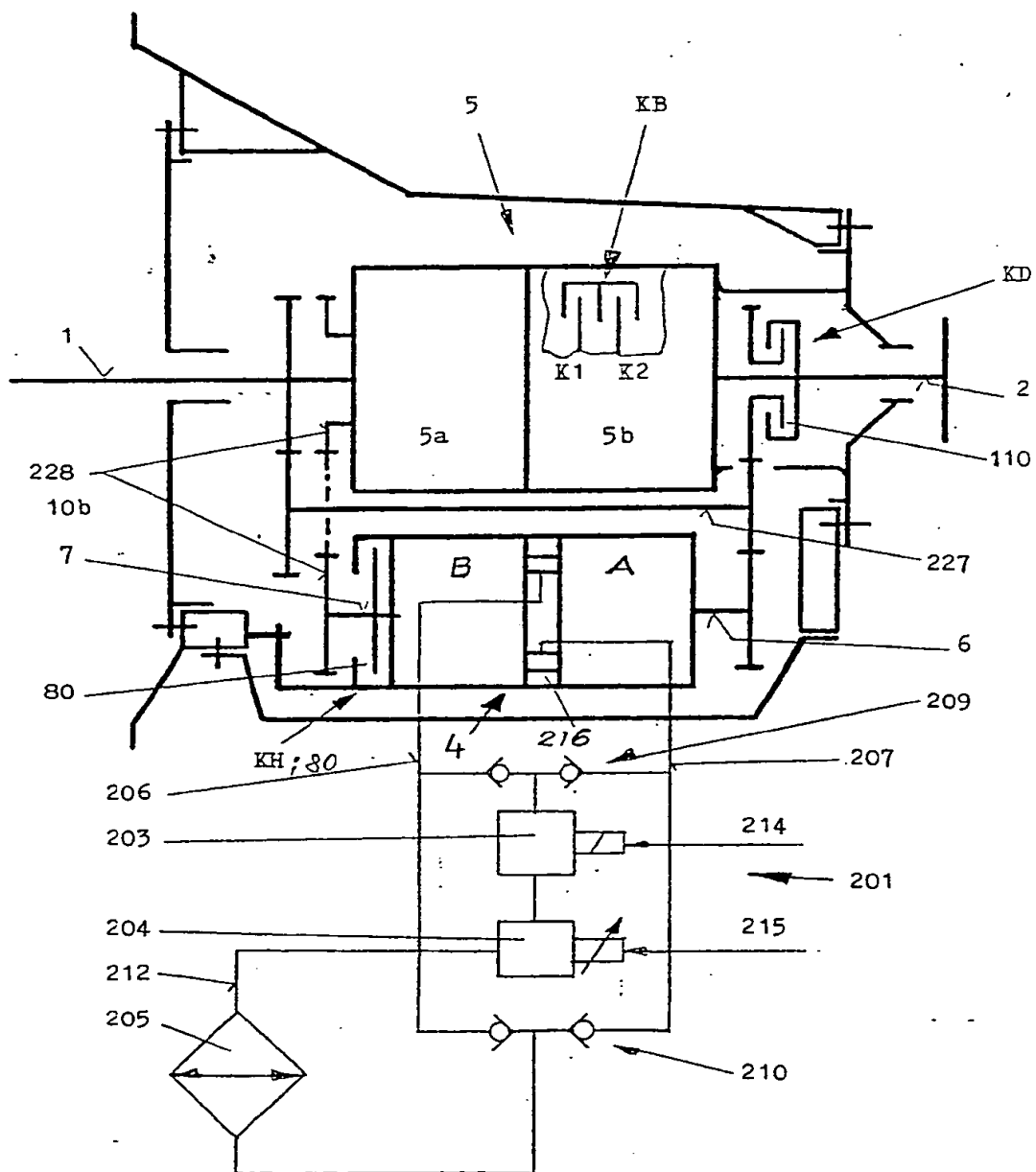


FIG.1i

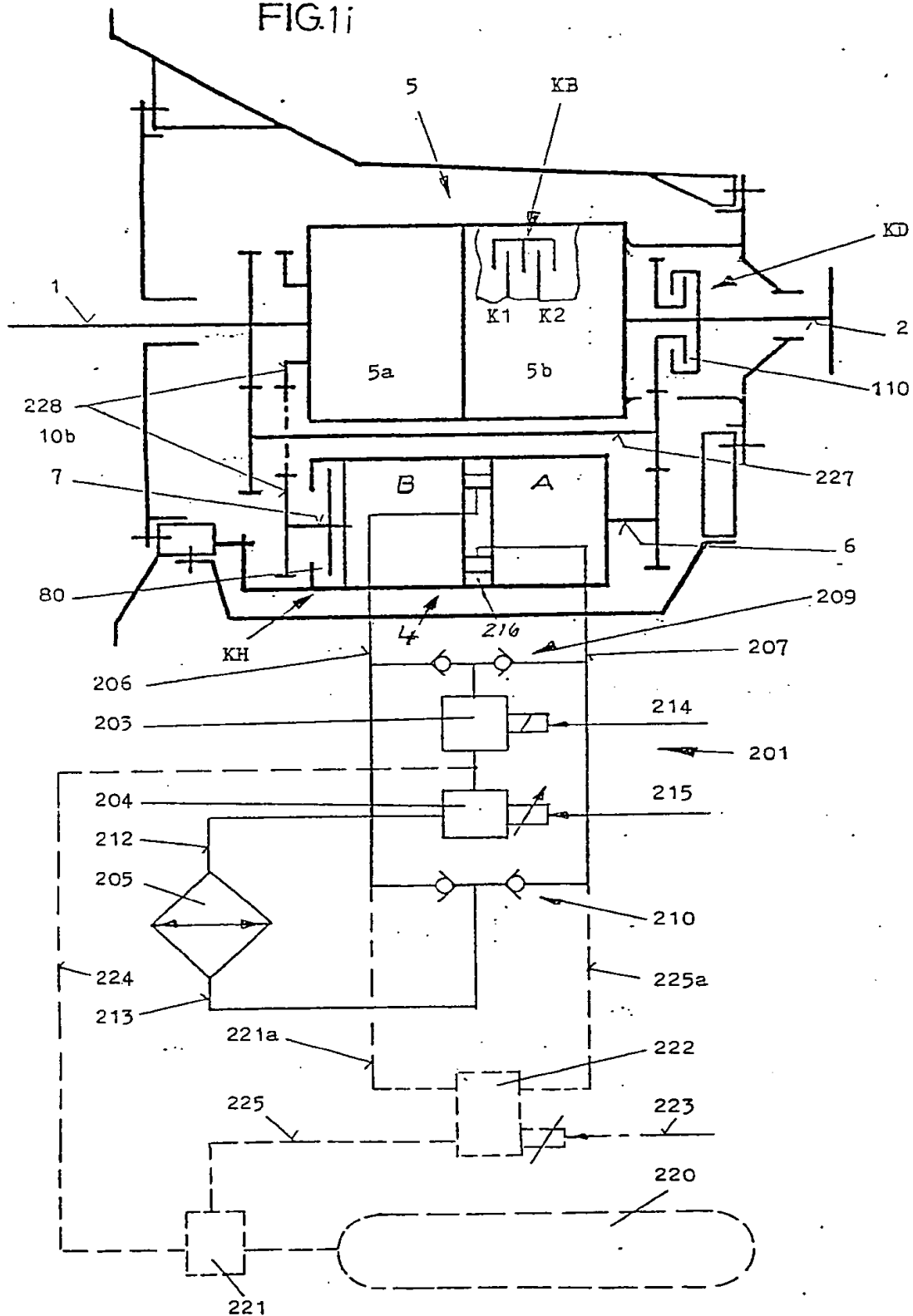


FIG. 2a

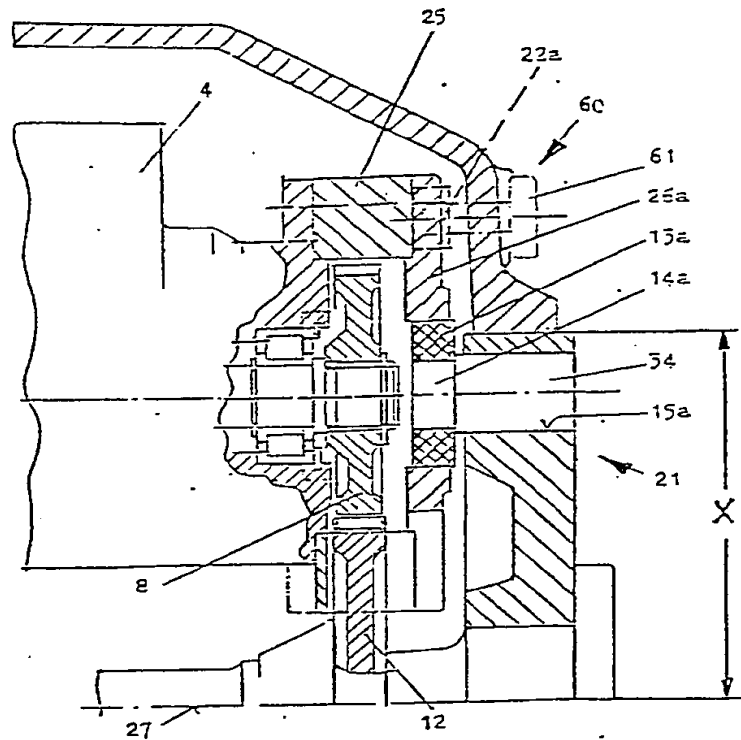


FIG. 2b

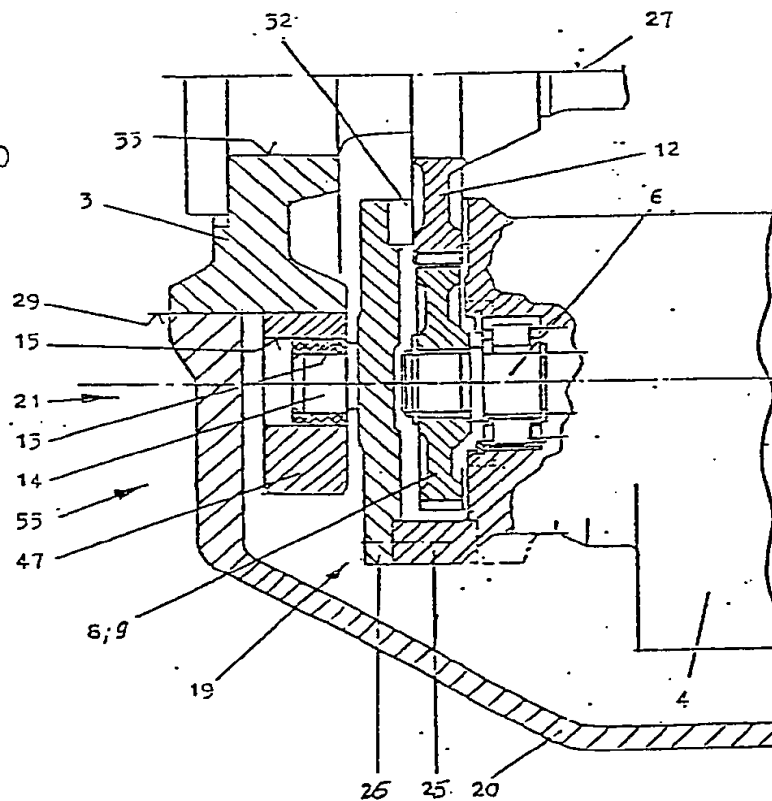


FIG. 2c

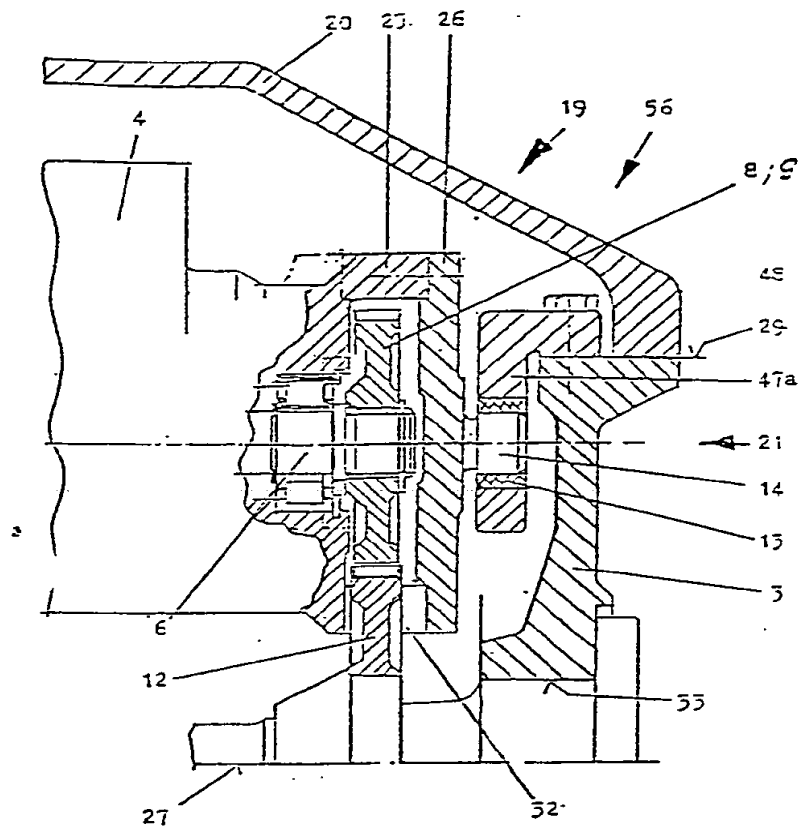


FIG. 2d

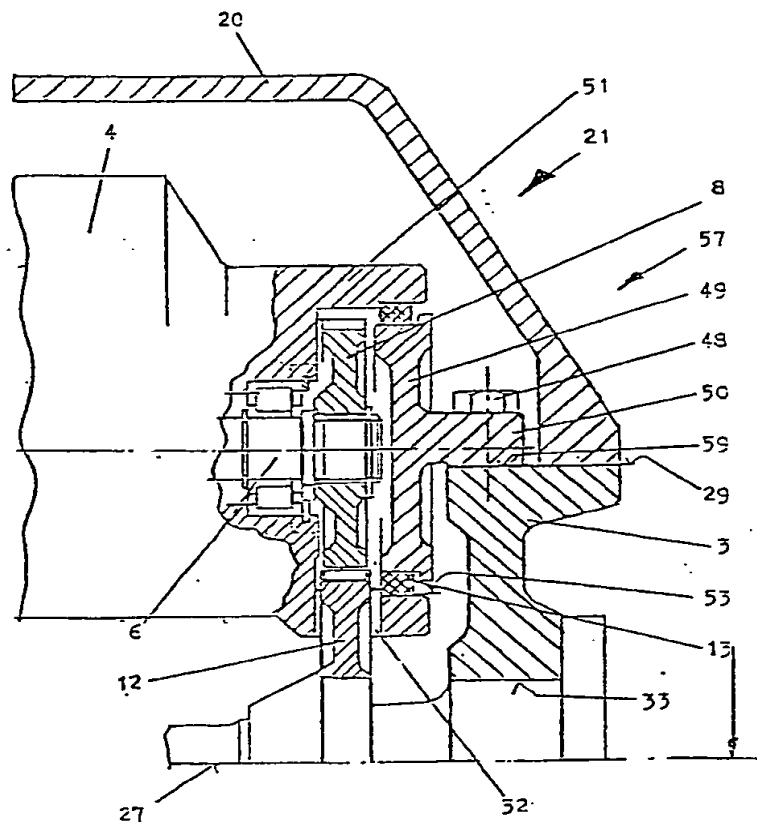


FIG. 2e

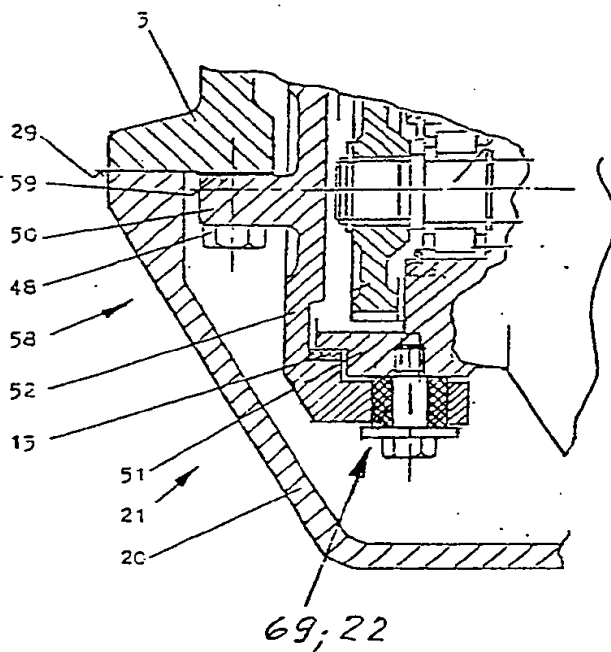


FIG. 2f

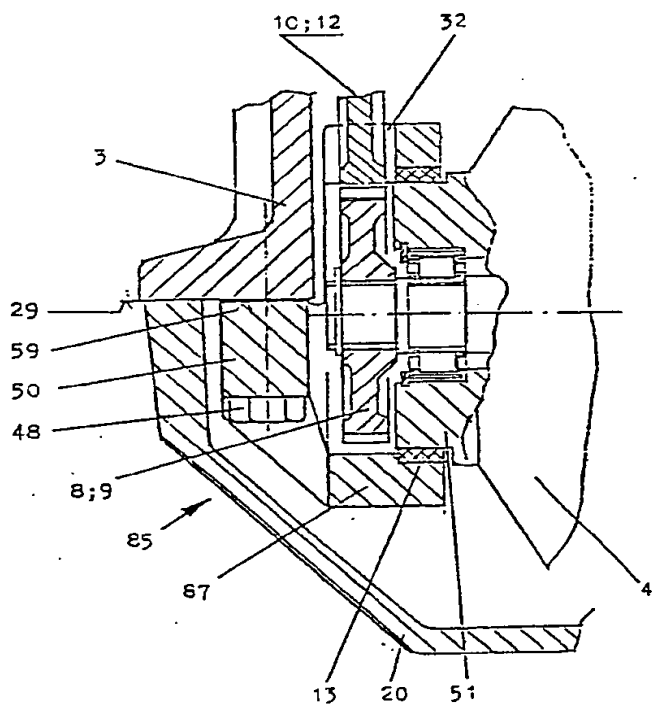


FIG. 2g

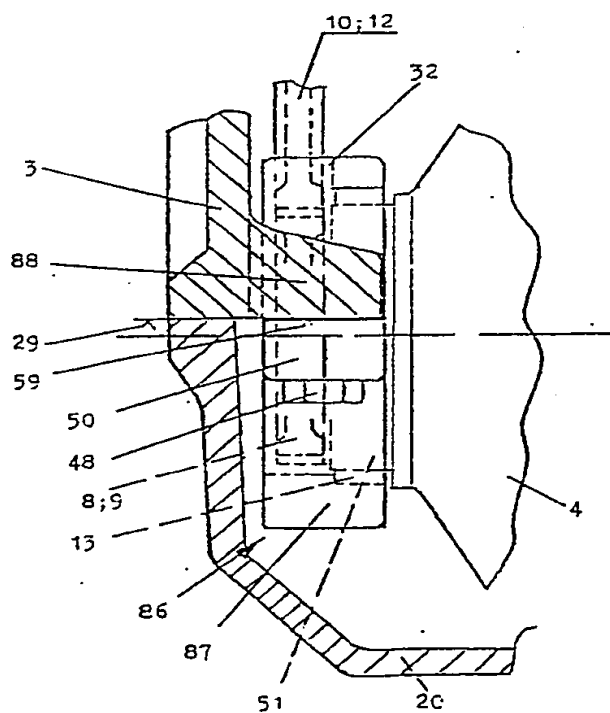


FIG. 3

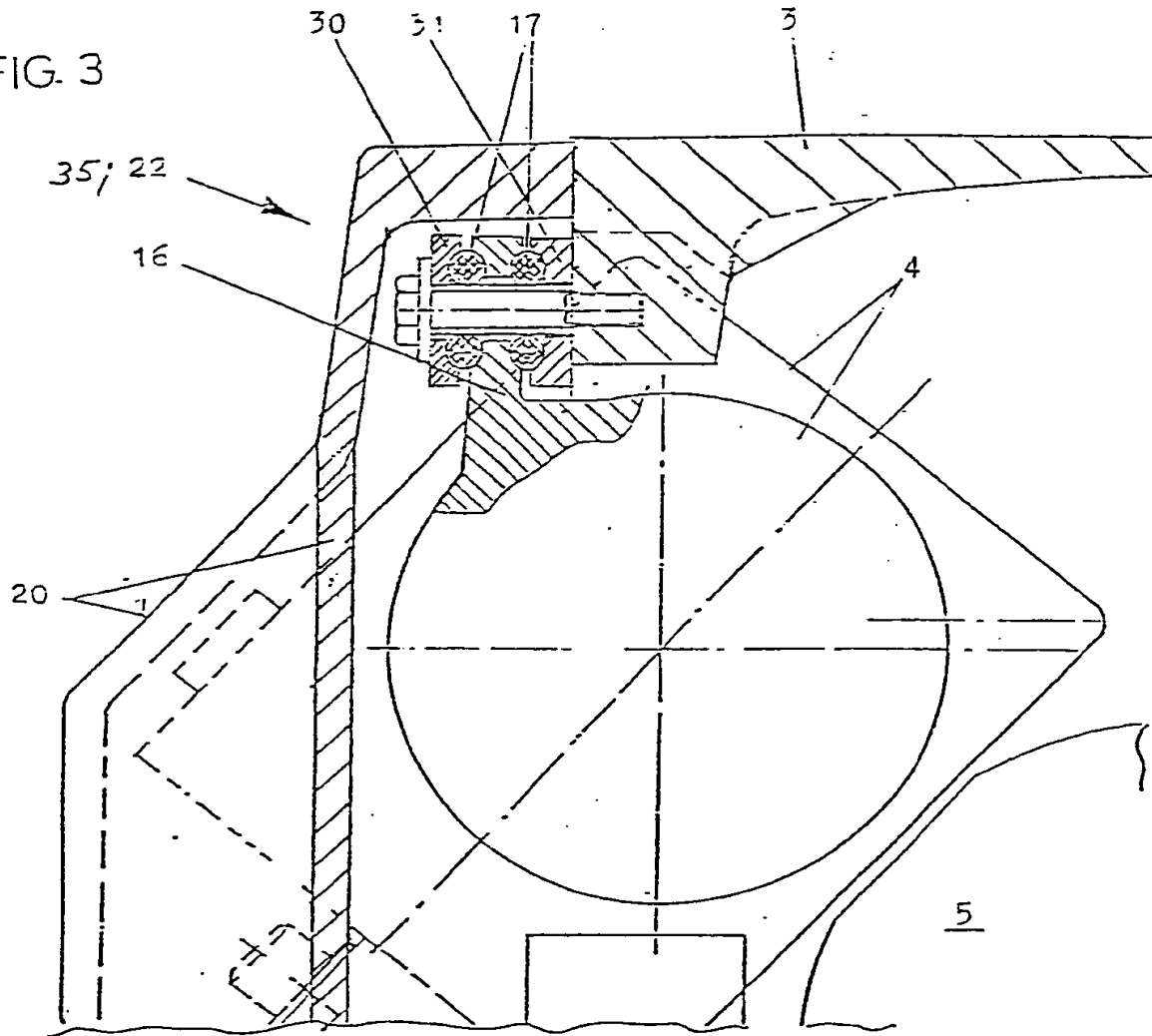


FIG. 4

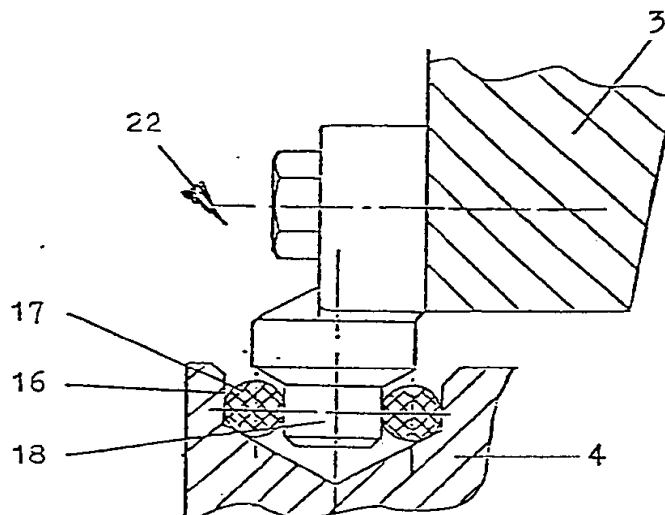


FIG. 5

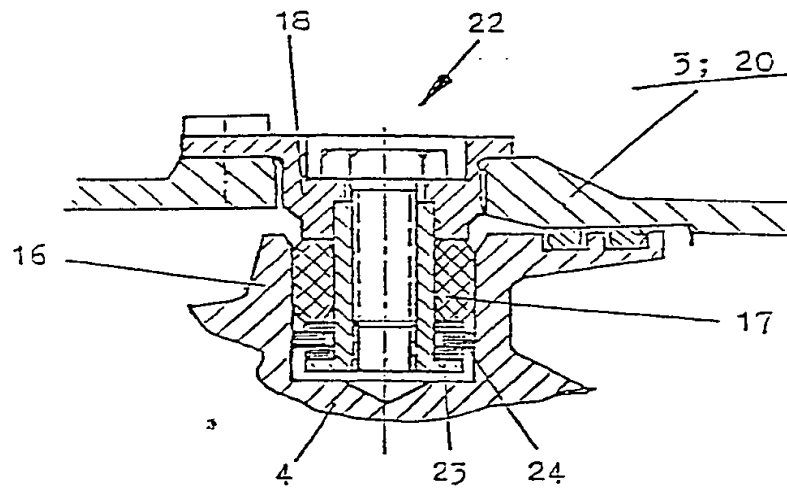


FIG. 6

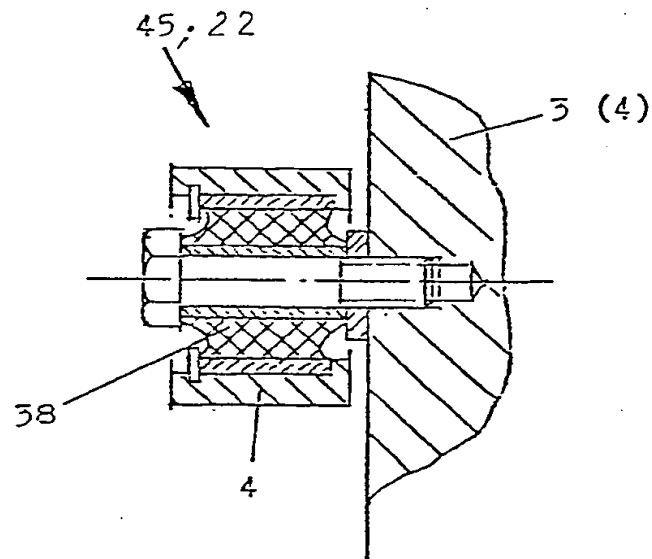


FIG. 7

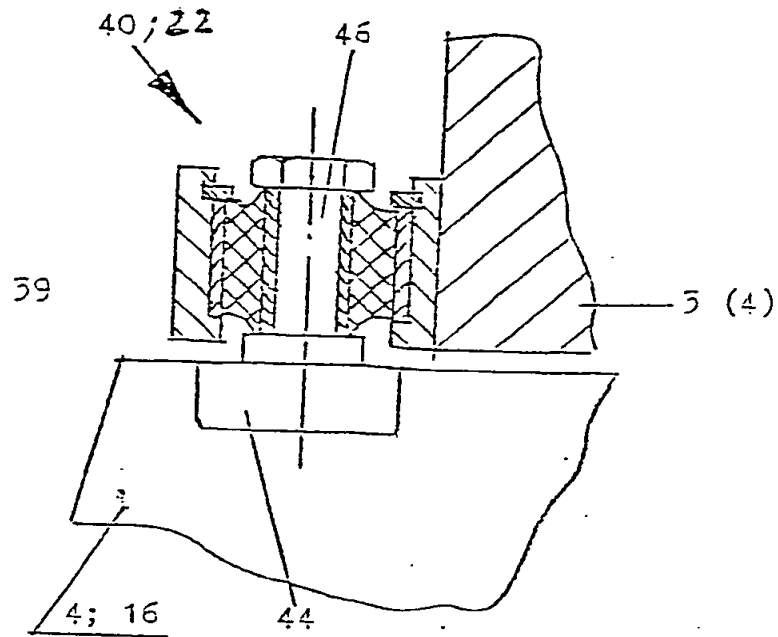


FIG. 8

